



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**OPTIMALIZACE TĚHLICE FORMULE STUDENT PRO
VÝROBU SLM TECHNOLOGIÍ**

OPTIMIZATION OF AXLE CARRIER FOR FORMULA STUDENT FOR SLM FABRICATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Vaverka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	Bc. Ondřej Vaverka
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.
Akademický rok:	2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Optimalizace těhlice formule student pro výrobu SLM technologií

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Těhlice je jednou z hlavních součástí předního závěsu kola automobilu a jelikož přenáší velká zatížení při brždění či průjezdu zatáčkou, jsou na její tuhost a pevnost kladeny vysoké nároky. Zároveň je nutné minimalizovat její hmotnost protože významně ovlivňuje hmotnost neodpružených hmot automobilu a tím i jeho jízdní vlastnosti. Využití topologické optimalizace a aditivní výroby může přinést snížení hmotnosti.

Typ práce: vývojová – konstrukční
Projekt: specifický vysokoškolský výzkum

Cíle diplomové práce:

Hlavním cílem je navrhnout optimální tvar těhlice předního závěsu kola pro vůz formule student s minimální hmotností a požadovanou tuhostí, tak aby byl vhodný pro výrobu technologií Selective Laser Melting.

Dílčí cíle diplomové práce:

- definovat požadavky na připojovací rozměry a požadovanou tuhost,
- navrhnout optimální tvar těhlice s minimální hmotností z materiálu AlSi10Mg,
- zkontrolovat kritická napětí a deformace metodou konečných prvků,
- realizovat funkční vzorek vytvořeného návrhu těhlice technologií SLM,
- ověřit dosažené parametry výrobku a srovnat je s výsledky výpočtu.

Požadované výstupy: funkční vzorek, průvodní zpráva, fotografická dokumentace, digitální data.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2017.pdf

Seznam doporučené literatury:

ABOULKHAIR, N. Reducing porosity in AlSi10Mg parts processed by selective laser melting. Additive Manufacturing [online]. Elsevier B.V., 2014, vol. 1-4, s. 77-86 [cit. 2016-03-27]. DOI: 10.1016/j.addma.2014.08.001. ISSN 2214-8604.

KEMPEN, K. Mechanical Properties of AlSi10Mg Produced by Selective Laser Melting. Physics Procedia [online]. Elsevier B.V., 2012, vol. 39, s. 439-446 [cit. 2016-03-27]. DOI: 10.1016/j.phpro.2012.10.059, ISSN 1875-3892.

ADAM, G. On design for additive manufacturing: evaluating geometrical limitations. Rapid prototyping Journal [online]. Emerald Group Publishing Limited, 2014, vol. 21, iss. 6, s. 662-670 [cit. 2016-03-27], DOI: 10.1108/RPJ-06-2013-0060, ISSN 1355-2546

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem těhlice pro Formuli Student, která je topologicky optimalizovaná a aditivně vyrobená technologií Selective Laser Melting. Materiálem pro výrobu je hliníková slitina AlSi10Mg, která má horší mechanické vlastnosti než tradičně používané vysokopevnostní slitiny. Proto bylo cílem navrhnout pomocí topologické optimalizace díl, který bude mít srovnatelné vlastnosti jako díl frézovaný. Metodou konečných prvků byla provedena deformačně napěťová analýza a byla stanovena bezpečnost a maximální deformace. Byl vyroben prototyp a pomocí optické digitalizace byla provedena rozměrová kontrola, která prokázala přesnost výroby. Pevnostní výpočty byly ověřeny pomocí speciálního testovacího zařízení a fotogrammetrického měření. Při testech bylo aplikováno také o 20 % větší zatížení, při kterém nebyl pozorován žádný mezní stav. Tím byla ověřena její bezpečnost a funkčnost.

KLÍČOVÁ SLOVA

Těhlice, Selective Laser Melting, Topologická optimalizace, AlSi10Mg, TU Brno Racing

ABSTRACT

This diploma thesis deals with design of axle carrier for Formula Student. The axle carrier is topologically optimized and additively manufactured with Selective Laser Melting technology. Material for its production is aluminium alloy AlSi10Mg, which has worse mechanical properties than commonly used high-strength alloys. Therefore the aim was, by using topology optimization, to design a component, which would have comparable properties with milled component. The stress strain analysis was carried out by the finite element method and maximum deformation and safety coefficients were acquired. The prototype was made and its dimensions were controlled by optical digitization, which proved accuracy of manufacturing. The strength calculations were verified by special testing device and photogrammetry measurement. The load during the tests was 20 % higher than in the analysis and no limit state was observed. This verified its safety and functionality.

KEY WORDS

Axle carrier, Upright, Selective Laser Melting, Topology optimization, AlSi10Mg, TU Brno Racing

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VAVERKA, O. *Optimalizace těhlice Formule Student pro výrobu SLM technologií*.
Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 94 s.
Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval panu doc. Ing. Danielu Koutnému, Ph.D. za odborné vedení a přínosné rady. Dále Ing. Anetě Zatočilové, Ph.D. a Ing. Tomáši Kouteckému, Ph.D. za velkou pomoc s fotogrammetrickým měřením. Dík patří také členům formulového týmu TU Brno Racing za konzultace, poskytnutá data a spolupráci při výrobě. Hlavně zde ale chci poděkovat mé rodině a blízkým za neochvějnou podporu a trpělivost.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma *Optimalizace těhlice Formule Student pro výrobu SLM technologií* vypracoval samostatně za použití uvedené literatury a zdrojů pod odborným vedením pana doc. Ing. Daniela Koutného, Ph.D.

V Brně dne 19.5.2017

.....
Ondřej Vaverka

OBSAH

OBSAH	11
1 ÚVOD	13
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1 Formule Student	14
2.1.1 Těhlice TU Brno Racing	14
2.1.2 Zatěžující stavy	15
2.1.3 Aditivně vyráběné těhlice	16
2.2 Selective Laser Melting	18
2.2.1 Preprocessing	18
2.2.2 Stavba	18
2.2.3 Postprocessing	19
2.3 AlSi10Mg	20
2.3.1 Zpracování AlSi10Mg pomocí SLM	20
2.3.2 Mechanické vlastnosti aditivně zpracovaného AlSi10Mg	22
2.3.3 Zpracování AlSi10Mg na Ústavu konstruování	25
2.4 Topologická optimalizace	26
2.4.1 Metody topologické optimalizace	26
2.4.2 Topologická optimalizace a aditivní výroba	27
2.4.3 Softwary pro topologickou optimalizaci	28
3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	29
3.1 Analýza problému	29
3.2 Cíle práce	29
4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	30
4.1 Metodika návrhu	30
4.1.1 Zadání	30
4.1.2 Prostor pro díl	30
4.1.3 Topologická optimalizace	31
4.1.4 CAD model	32
4.1.5 Ověření	33
4.2 Alternativní díl pro Dragon 5	33
4.2.1 Okrajové podmínky	33
4.2.2 Návrh dílu	33
4.2.3 Porovnání těhlic	34
4.3 Varianty zadání a přehled částečných řešení pro Dragon 7	36
5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	37
5.1 Konečná verze zadání ze strany TU Brno Racing	37
5.1.1 Body připojení těhlice	38
5.1.2 Definice obálkového dílu	39
5.1.3 Výpočet zatížení a reakcí	40
5.2 Optimalizační iterace a výsledný CAD model	44
5.3 MKP analýza	49
5.3.1 Zjednodušená sestava	49
5.3.2 Nastavení výpočtu	50
5.3.3 Kritéria hodnocení	52
5.3.4 Výsledky MKP analýzy	53
5.4 Výroba prototypového dílu	54

5.4.1 Preprocessing	54
5.4.2 Stavba	55
5.4.3 Postprocessing	55
5.4.4 Simulace procesu stavby dílu	56
5.5 Testování prototypu těhlice	57
5.5.1 Metody testování	58
5.5.2 Rozměrová kontrola stavby	58
5.5.3 Koncepční návrhy testovacího zařízení	59
5.5.4 Konstrukční řešení testovacího zařízení	59
5.5.5 Fotogrammetrie	63
6 DISKUZE	66
7 ZÁVĚR	69
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	70
9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	73
10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	75
11 SEZNAM TABULEK	77
12 SEZNAM PŘÍLOH	78
OBRAZOVÁ DOKUMENTACE K MKP SIMULACI	79
POROVNÁNÍ FOTOGRAMMETRIE A MKP ANALÝZY	89
FOTODOKUMENTACE	91

1 ÚVOD

1

V motoristickém sportu, stejně jako v každém jiném, jde jezdcům a týmům hlavně o vítězství. Cest k tomu, aby byly vozy na trati rychlejší, je několik. Mezi nejpoužívanější prostředky k dosažení tohoto cíle patří např. zvyšování výkonu motoru, vylepšování aerodynamiky, instalace elektronických asistenčních prvků a hlavně snižování celkové hmotnosti vozu. Zvláštní pozornost se věnuje snížení velikosti tzv. neodpružených hmot čili redukce váhy součástí, které nejsou odděleny od vozovky pomocí tlumiče.

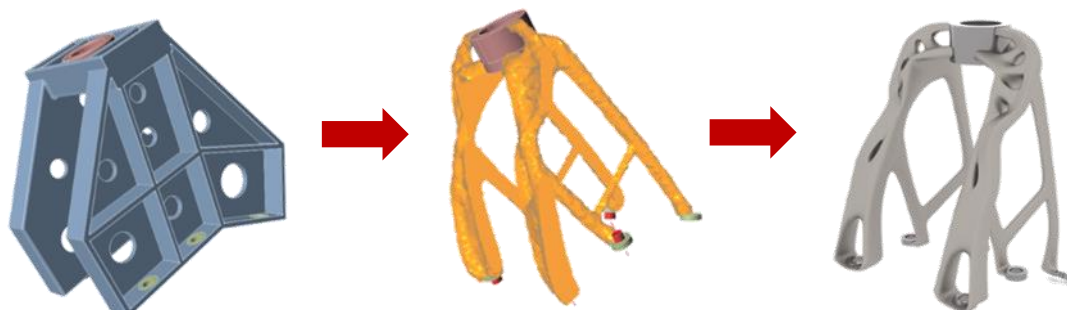
Motosport však není jediným odvětvím lidské činnosti, kde je žádoucí redukce hmotnosti na minimum. Za ty nejdůležitější jmenujme třeba letecký nebo kosmický průmysl, kde je každý gram navíc vyvažován litry potřebného paliva. Proto se inženýři snaží o navrhování co nejlehčích dílů, na které je potřeba minimum materiálu. K tomu již několik let využívají tzv. topologickou optimalizaci, která pro zadané okrajové podmínky určí směry největších napětí v součásti a dokáže tak najít místa, kde je materiál prakticky nepotřebný.

Ale i tato velice efektivní metoda je omezena konvenčními způsoby výroby. Konstruktor musí brát v úvahu velikost nástroje a manipulaci s ním, způsob uchycení a řadu dalších faktorů. To má za následek nevyužití plného potenciálu tohoto přístupu.

Většina těchto omezení se však nemusí brát v potaz, pokud se rozhodne využít k výrobě některou z aditivních technologií. V této oblasti je velice perspektivní technologie Selective Laser Melting (SLM). Tento způsob výroby využívá kovový prášek, který je spékán po jednotlivých vrstvách pomocí laserového paprsku. Rozsah materiálů použitelných pro SLM technologii zahrnuje hlavně nerezové oceli a slitiny titanu, popřípadě hliníku. Každý materiál je ovšem specifický a návrh procesních parametrů pro stavbu je velkým úkolem sám o sobě. Ve zdejší laboratoři je nejlépe odzkoušeným a optimalizovaným materiálem hliníková slitina AlSi10Mg. Je to původně slévárenská slitina, která je hojně používána hlavně v leteckém průmyslu kvůli velice dobrému poměru hustoty a mechanických vlastností.

Z kombinace všech těchto myšlenek vznikl nápad pokusit se vyrobit lehký díl z hliníkové slitiny AlSi10Mg pomocí SLM, který bude navržen za pomoci postupů topologické optimalizace a to vše za účelem snížení neodpružených hmot u závodního monopostu kategorie Formule Student.

Ve spolupráci s týmem TU Brno Racing, který působí na této fakultě, byla vytipoována přední těhlice jako díl, který je vhodný pro tuto optimalizaci.



Obr. 1.1 Ilustrace procesu topologické optimalizace [1, upraveno].

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Formule Student

Formule Student je mezinárodní projekt, který dává možnost studentům převážně technických univerzit vyzkoušet si konstrukci závodního vozu, jeho stavbu, marketing a nakonec se s ním zúčastnit závodů [2]. VUT Brno je do tohoto projektu také zapojeno prostřednictvím TU Brno Racing Teamu. V jejich znaku je brněnský drak a podle toho i závodní vozy nesou jméno Dragon (dále D1 – D7).



Obr. 2.1 Čtvrtá evoluce brněnského monopostu Dragon [2].

2.1.1 Těhlice TU Brno Racing

Návrh zavěšení pro závodní vůz kategorie Formule Student vznikl na FSI VUT v roce 2008 v diplomové práci Bc. Vymazala [3]. Tento návrh je pouze teoretický, protože formulový tým vznikl až v roce 2010 [4]. Přesto byla práce základem pro návrh těhlic u monopostů Dragon 1 a 2. Zároveň stanovila koncepci a rozměry zavěšení a také zatěžující stavy, které byly simulovány v programu Ansys Workbench a na jejichž základě byla určena bezpečnost těhlic.

Pozdější práce [4 - 6] již zohledňují zkušenosti ze závodů a jsou daleko propracovanější a přesnější. Bc. Fejfar [4] ve své diplomové práci porovnává vhodnost jednotlivých zatěžných stavů a Bc. Okáník [5], i když se ve své diplomové práci zabývá konstrukcí těhlice na zadní nápravu, přidává už i analýzu únavové životnosti. Zatím poslední práci na téma konstrukce přední těhlice je bakalářská práce Romana Baxanta [6], která ukazuje současný stav řešení této problematiky.

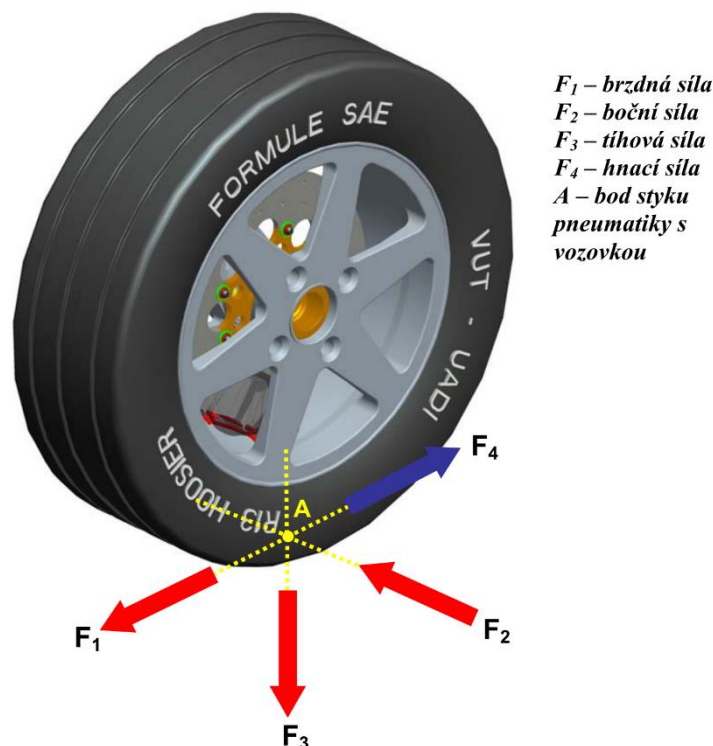
Všechny doposud použité těhlice byly frézované z vysokopevnostní hliníkové slitiny EN AW 7022 Certal (D1-D4) nebo EN AW 7075 (D5, D6).

2.1.2 Zatěžující stavy

2.1.2

Práce Vymazala [3] stanovuje 4 zátěžné stavy. Jsou to „Přejezd nerovnosti“, „Prudká akcelerace“, „Prudké brždění“ a „Vozovka s výmoly“.

Z rozměrů formule a odhadované hmotnosti jsou zde určeny síly působící na kolo v místě styku pneumatiky s vozovkou (viz obr. 2.2) a ty jsou dále použity jako vstupy do Multi-Body simulace v programu Adams. Zde jsou síly přepočteny na reakční síly, působící v místech, kde je těhlice uchycena k vozidlu.



Obr. 2.2 Rozklad sil v místě styku pravé pneumatiky a vozovky použitý v práci Vymazala [3]. Vzhledem k hnací síle je to rozklad pro zadní kolo.

Takto vypočítané síly byly nezměněny použity k návrhu těhlic pro Dragon 1 a 2. Fejfar [4] však ve své práci zpochybňuje správnost tohoto postupu (přebírání stále stejných sil) a pro výpočet konkrétních zatěžujících sil používá tzv. metodu *Load transfer*. Tu přebírá také Baxant [6] a pro výpočet zatížení je, pro svou jednoduchost a dobré výsledky z minulých let, použita i v této práci.

Fejfar [4] se dále věnuje také vybraným kontrolním stavům, které podle něj nekorespondují se zkušenostmi ze dvou, respektive tří let provozu. Například stavy „Přejezd nerovnosti“ a „Vozovka s výmoly“ se na závodních okruzích prakticky nevyskytují a tudíž je zbytečné je počítat. Zatěžující stav „Prudká akcelerace“ je pro přední těhlice taktéž irelevantní, neboť formule má hnanou zadní nápravu a přední kola jsou při akceleraci nadlehčována. Na druhou stranu přidává nový zatěžující stav, který je stejně důležitý a v původní analýze chybí. „Průjezd zatáčkou“ je definován jako maximální boční síla, kterou dokáže přenést pneumatika, než dojde ke smyku v případě, že formule bude hypoteticky projíždět zatáčku pouze po dvou kolech. Pro těhlici na Dragon 3 je tato síla přibližně 2400 N, pro Dragon 4 až 2800 N. Pokud tyto síly srovnáme se

silami působícími při prudkém brždění (2000 N pro Dragon 3, respektive 2400 N pro Dragon 4), tak z toho vyplývá, že tento stav je dokonce ještě kritičtější z hlediska velikosti působících sil. V tabulce 2.1 jsou srovnány těhlice pro monopost Dragon 3 a 4, které jsou předmětem Fejfarovy práce. Na těhlici pro D3 je zde také ukázáno srovnání dvou přístupů výpočtu zatížení.

Z prací Fejfara [4] i Baxanta [6] vyplývá, že největší napětí se vyskytují v místech předepjatých šroubových spojů. Jelikož se k utahování nepoužívá momentový klíč a šrouby jsou utahovány pouze ručně, je pro MKP analýzu síla předepnutí odhadována na 10500 N. Jelikož ze zkušeností z provozu vyplývá, že pro těhlice toto místo není kritické, nebo že utahovací momenty nejsou tak velké jako v analýze, je toto maximum většinou vynecháno z hodnocení bezpečnosti.

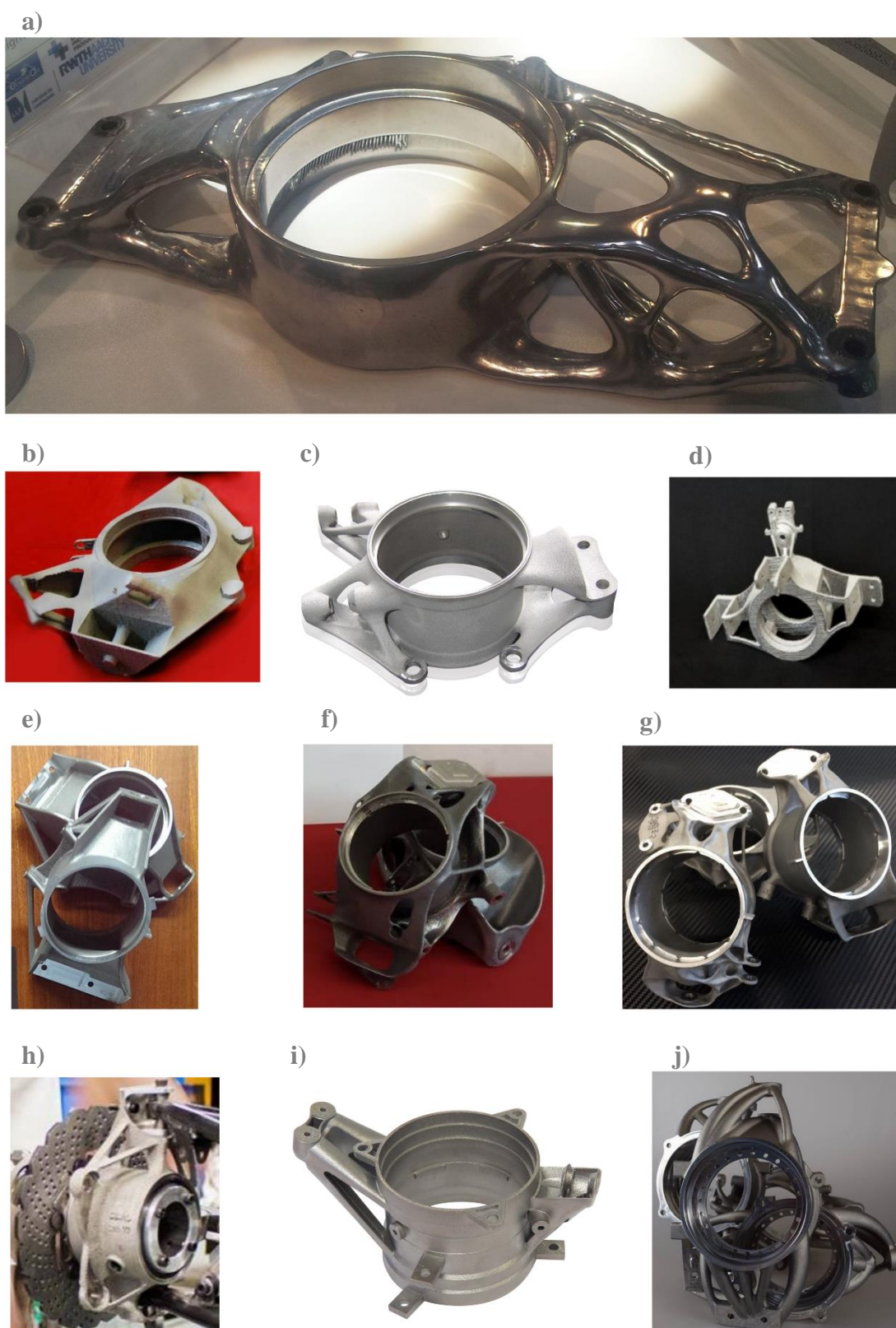
Tab. 2.1 Srovnání výsledků těhlic navržených Fejfarem [4].

Zátěžný stav	Dragon 3		Dragon 4	
	Reduk. napětí [MPa]	Bezpečnost [-]	Reduk. napětí [MPa]	Bezpečnost [-]
Prudké brždění	186	2,39	320	1,39
Přejezd nerovnosti	157	2,83	-	-
Prudká akcelerace	153	2,9	-	-
Vozovka s výmoly	173	2,57	-	-
Průjezd zatáčkou	99	4,5	181	2,46
Prudké brždění (alternativní zatížení – maxima od předepnutí)	510	0,87	357	1,25
Prudké brždění (alternativní zatížení – bez předepnutí)	112	3,96	294	1,51

2.1.3 Aditivně vyráběné těhlice

Využití aditivních technologií pro výrobu těhlice není nový nápad. Existují týmy, které je již používají. Jsou to např. týmy z Německa (univerzity v Cáchách, Paderbornu, Stuttgartu), v Rakousku (Graz), ve Velké Británii (Sheffield) nebo v Austrálii (Melbourne) [7-11]. Jsou využívány různé technologie (SLM – Selective Laser Melting, DMLS – Direct Metal Laser Sintering, EBM – Electron Beam Melting) a vyráběny jsou buď z hliníku nebo titanu.

Je ale nutné zde uvést, že tyto těhlice jsou zpravidla navrženy a vyrobeny externí firmou (EOS [12], Renishaw [13]) nebo vědeckým centrem (DMRC při univerzitě v Paderbornu) a ne studenty samotnými.



Obr. 2.3 a) Cáchy, SLM, hliník (foto: doc. Ing. Koutný, Ph.D.) b) Gratz, EBM, titan [11] c) Stuttgart, DMLS [12] d) Sheffield, EBM, titan [9] e-g) Paderborn, SLM, hliník (evoluce v letech 2014-2016) [11] h) Melbourne, EBM, titan [11] i) Stuttgart, laser melting, titan [13] j) Stuttgart, DMLS, hliník [11].

2.2 Selective Laser Melting

Technologie Selective Laser Melting (dále jen SLM) je jednou z aditivních technologií, která pro stavbu využívá kovový materiál. Ten je ve formě jemného prášku (20-100 μm) nanášen na stavěcí platformu a poté laserovým paprskem spékán do požadovaného tvaru konkrétní vrstvy.

Proces stavby dílu na SLM zařízení se dá rozdělit do 3 fází. Je to příprava stavby (*preprocessing*), samotná stavba a následné zpracování výrobku (*postprocessing*).

2.2.1 Preprocessing

Základem pro výrobu dílu jsou CAD data nejlépe ve formátu STL, který je kompatibilní s většinou softwarů pro aditivní výrobu. Díl je nejdříve nastaven na stavěcí platformě v nejlepší možné pozici z hlediska stavby. Kritéria mohou být jak technologická (minimalizace ploch s odklonem od platformy menším jak 45°), tak ekonomická (minimalizace potřebného počtu vrstev).

Po nastavení následuje návrh podpor pro stavbu. Ty mají dvě základní funkce. Je to jednak funkce technologická, kdy slouží k podepření míst, která svírají s platformou úhel menší než 45° , tzv. převísle geometrie, a umožňují tak provedení vlastní stavby. Druhou funkcí je zajištění geometrické přesnosti, kdy je díl díky nim pevně přichycen k platformě a brání tak deformacím z důvodu napětí v díle, která vznikají při procesu stavby v důsledku velkých teplotních gradientů. Slouží také pro odvod tepla z dílu do platformy.

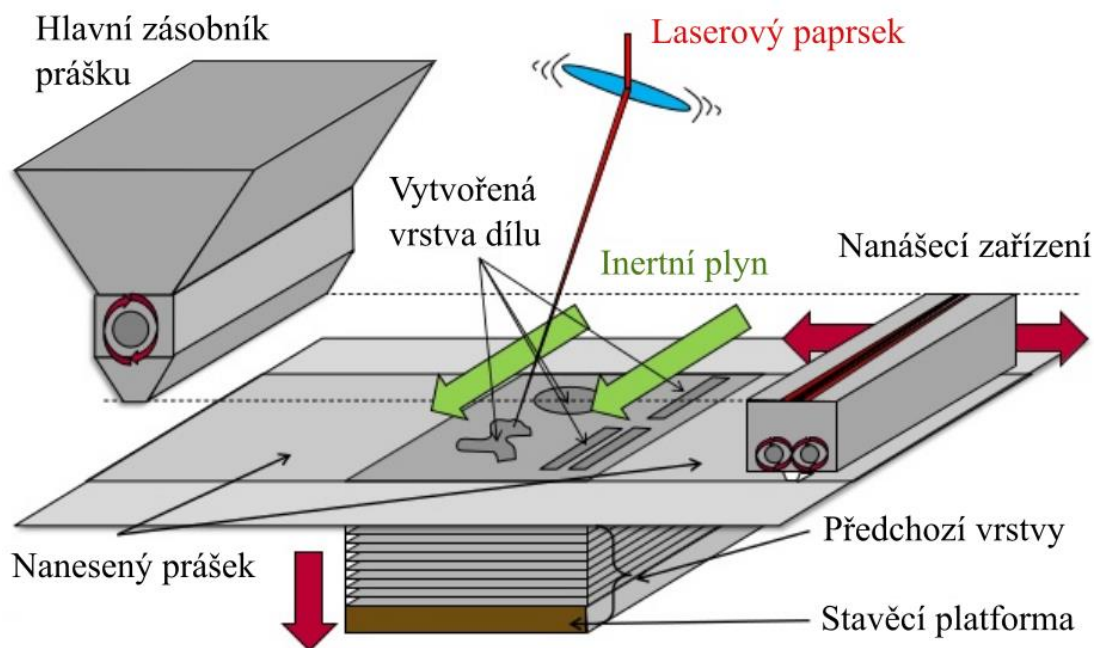
Rozmístění podpůrných struktur dokáže zpravidla navrhnout sám software. Je ale většinou nutné automaticky generované podpory upravit dle zkušeností z předchozích staveb.

Posledním krokem před stavbou je rozdělení dílu na vrstvy a vygenerování jednotlivých drah laseru dle zvolené skenovací strategie.

2.2.2 Stavba

Schéma stavebního prostoru a principu stavby na SLM zařízení lze vidět na obrázku 2.4.

Prášek je z hlavního zásobníku (*main tank*) přesypán do zařízení pro nanášení prášku (*recoater*). Z něj je nanášen na stavěcí platformu v tenké vrstvě. Pomocí laseru je spečen do požadovaného tvaru. Stavěcí platforma je poté o výšku vrstvy snížena a následuje další nanášení a výroba další vrstvy.



Obr. 2.4 Schéma principu stavby pomocí Selective Laser Melting [14, upraveno].

Celý proces stavby je velice komplexní a ovlivňuje jej řada parametrů. Část z nich je uvedena v tabulce 2.2. Tabulka částečně vychází z článku Aboulkhaira [15].

Tab. 2.2 Procesní parametry pro SLM.

Laser	Skenování	Materiál stavby	Okolní vlivy
výkon laseru	rychlost skenování	velikost částic	teplota podložky
průměr paprsku	vzdálenost drah laseru	distribuce částic	teplota v komoře
vlnová délka	skenovací strategie	výška vrstvy	tlak v komoře
charakter pulzů	orientace dílu	fyzikální vlastnosti materiálu	inertní atmosféry

2.2.3 Postprocessing

2.2.3

Po dokončení stavby jsou nutné ještě další technologické operace. Nejdříve je díl očištěn od zbylého prášku například pomocí stlačeného vzduchu.

Následovat může tepelné zpracování jako například žíhání, nebo působení isostatického tlaku za zvýšené teploty (HIP – *High Isostatic Pressure*). Všechny tyto metody mají za účel odstranit z dílu zbytková napětí.

Poté je díl odřezán od podložky a jsou odstraněny podpory. Dále se věnuje pozornost povrchu, který může být pískován, leštěn nebo jinak zpracován.

Pokud má díl mít přesné funkční plochy, je posledním krokem klasické obrábění vesměs na CNC centrech.

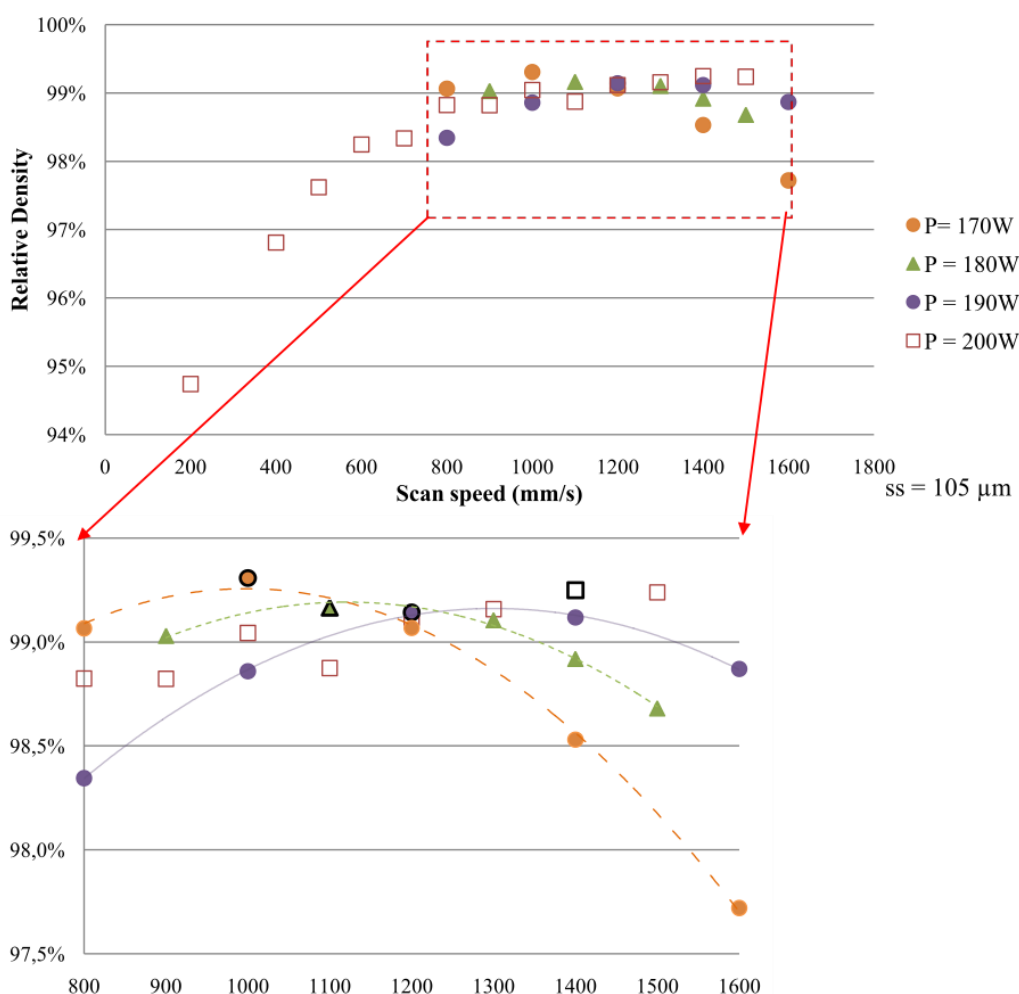
2.3 AlSi10Mg

Hliníková slitina AlSi10Mg je určena k odlévání. Pro své dobré mechanické vlastnosti je používána hlavně v leteckém průmyslu. Je dobře svařitelná, má dobrou tepelnou vodivost a obsah hořčíku umožňuje precipitační vytvrzení.

2.3.1 Zpracování AlSi10Mg pomocí SLM

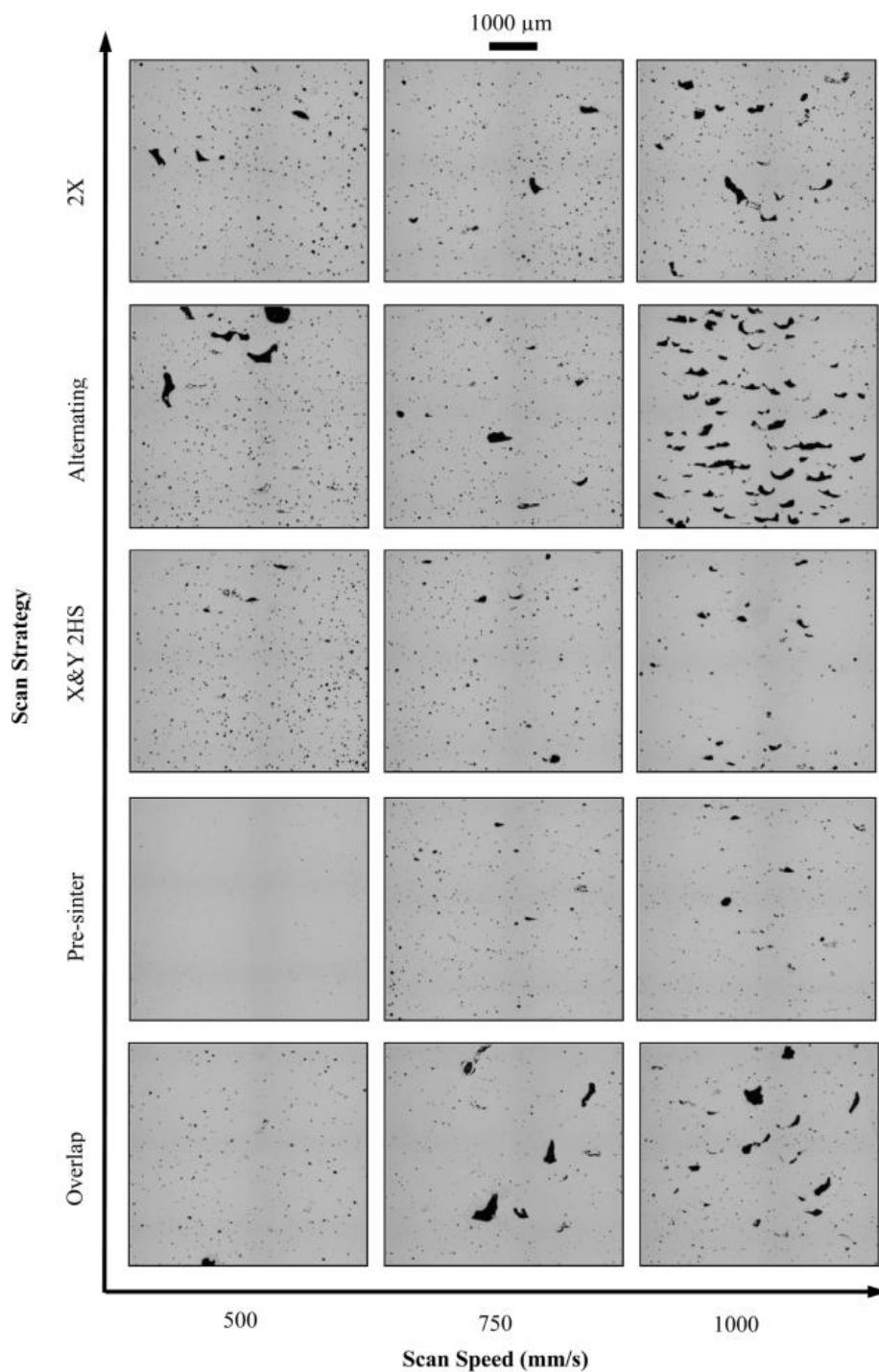
Problémem při zpracování této slitiny je vyšší odrazivost a tepelná vodivost [16]. Přesto jsou její procesní parametry dobře zpracovány.

Kempen [16] se zabývala určením procesních parametrů v závislosti na relativní hustotě vytištěného vzorku. Vzorky byly tištěny na stroji Concept Laser M1. Zkoumala vliv výkonu laseru, scanovací rychlosti a hatch distance (vzdálenost mezi jednotlivými přejezdy laseru). Určila procesní okno a nejlepších výsledků dosáhla pro hatch distance 105 μm , výkon laseru 200 W a scanovací rychlost 1400 mm/s. S těmito parametry dosáhla relativní hustoty 99,4 % (viz obr. 2.5).



Obr. 2.5 Závislost relativní hustoty na scanovací rychlosti a výkonu laseru. V detailu je zjmeněno dělení pro přesnější určení optimálních parametrů [16].

Aboulkhair [17] studoval na stroji Realizer GmbH SLM-50 vliv hatch distance (50-250 μm), scanovací rychlosti (250-1000 mm/s) a scanovací strategie na porositu. Konstantními podmínkami zde byl výkon laseru 100 W a výška vrstvy 40 μm . Výsledky jsou zřejmé z obrázku 2.6, kde je vidět, že pro scanovací rychlost 500 mm/s a scanovací strategii *Pre-sinter* (dva přejezdy přes jedno místo, první s polovičním výkonem laseru) jsou vzorky prakticky bez pórů.

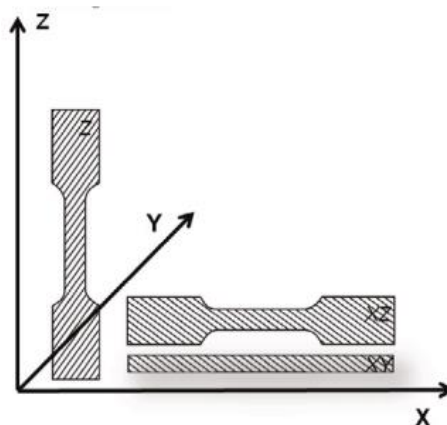


Obr. 2.6 Snímky z mikroskopu ukazují závislost porosity na scanovací rychlosti a rozdílné scanovací strategii [17].

2.3.2 Mechanické vlastnosti aditivně zpracovaného AlSi10Mg

Kempen i Aboulkhair se po určení procesních parametrů dále věnovali mechanickým vlastnostem vytištěného materiálu.

Kempen [18] zjišťovala hodnoty meze kluzu a pevnosti a nárazové práce. Srovnávala vzorky postavené v horizontální a vertikální poloze (viz obr. 2.7) a také vzorky vyrobené odléváním. Ve všech případech došla k závěru, že vzorky vyrobené aditivně předčí svými mechanickými vlastnostmi ty odlité, jakkoliv dále tepelně zpracované viz tabulky na obrázku 2.8.



Obr. 2.8 Různá orientace vzorků při stavbě [18].

a)

$x \pm s$	E	UTS	ϵ_{break}	HV
	GPa	MPa	%	
XY direction	68 ± 3	391 ± 6	$5,55 \pm 0,4$	127
Z direction		396 ± 8	$3,47 \pm 0,6$	
conventional cast and aged [8]	71	300-317	2,5-3,5	86
high pressure die casting F*[9]	71	300-350	3-5	95-105
high pressure die casting T6*[9]	71	330-365	3-5	130-133

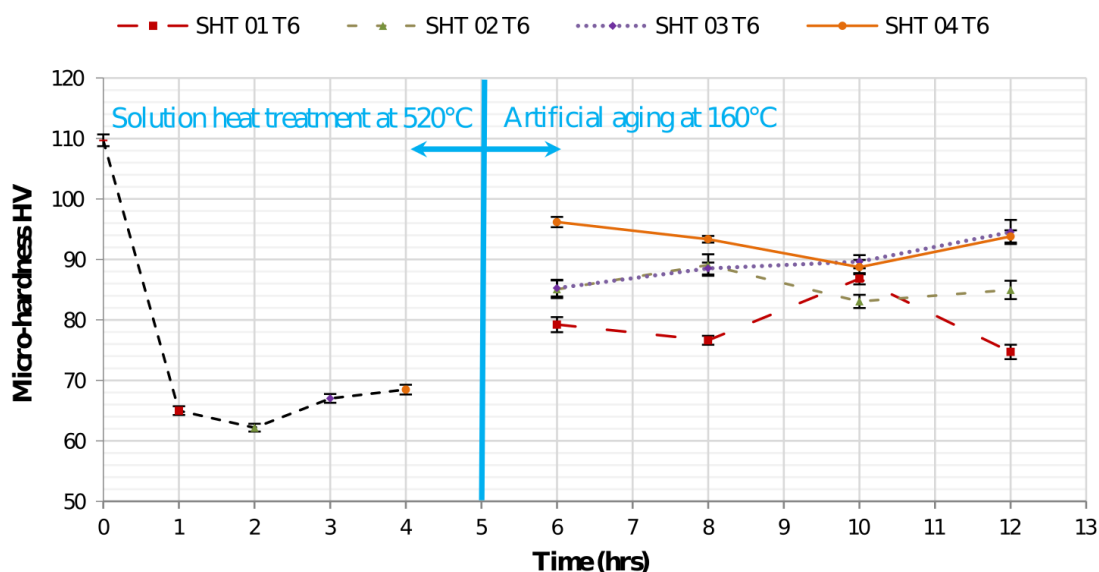
b)

$x \pm s$	Impact energy
	J
XY direction	$3,94 \pm 0,5$
Z direction	$3,69 \pm 0,48$
as-cast	2,5- 3,0

Obr. 2.7 a) Výsledky tahové zkoušky. Porovnání směrů stavby a odlévaného vzorku

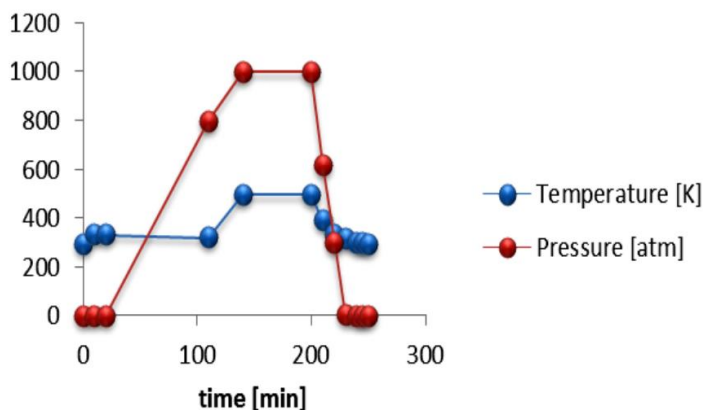
b) Výsledky zkoušky rázem v ohybu dle Charpyho. Stejně srovnání [18].

Aboulkhair [19] se věnoval studiu precipitačního vytvrzování na tvrdost vzorku. Byla použita procedura T6, která se skládá z rozpouštěcího žíhání (použito 520 °C a 1-4 hodiny výdrž), zakalení ve vodě a umělého stárnutí (použito 160 °C a výdrž 6-10 hodin). Výsledky ukázaly velkou závislost výsledné tvrdosti a mikrostruktury na délce žíhání, která se u odlévaných dílů neprojevuje, což vysvětluje odlišnými zpevňovacími pochody. Dokázal také, že tvrdost s jakýmkoliv tepelným zpracováním klesá. V grafu na obrázku 2.9 jsou uvedeny 4 sady vzorků, které se liší délkou rozpouštěcího žíhání (*Solution heat treatment - SHT*) v rozsahu jedné až čtyř hodin. V druhé části grafu jsou stejné vzorky dále podrobeny umělému stárnutí (*Artificial aging*) a to v rozsahu šesti až dvanácti hodin.



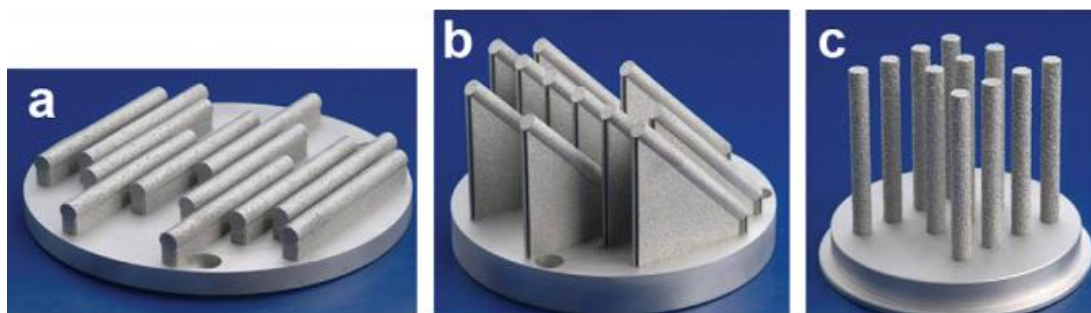
Obr. 2.9 Závislost mikrotvrdosti měřené dle Vickerse na délce tepelného zpracování v hodinách. První vzorek je bez zpracování a jeho tvrdost je největší [19].

Odlišným přístupem k postprocessingovému zpracování vytištěných dílů se zabýval Rosenthal [20]. Na vzorky aplikoval rozpouštěcí žíhání a poté byly vystaveny isostatickému tlaku za zvýšené teploty (viz obr. 2.10). Tento přístup vedl se zvyšující se teplotou ke snižování pevnostních charakteristik a na druhou stranu ke snižování porosity a ke zvýšení tažnosti.

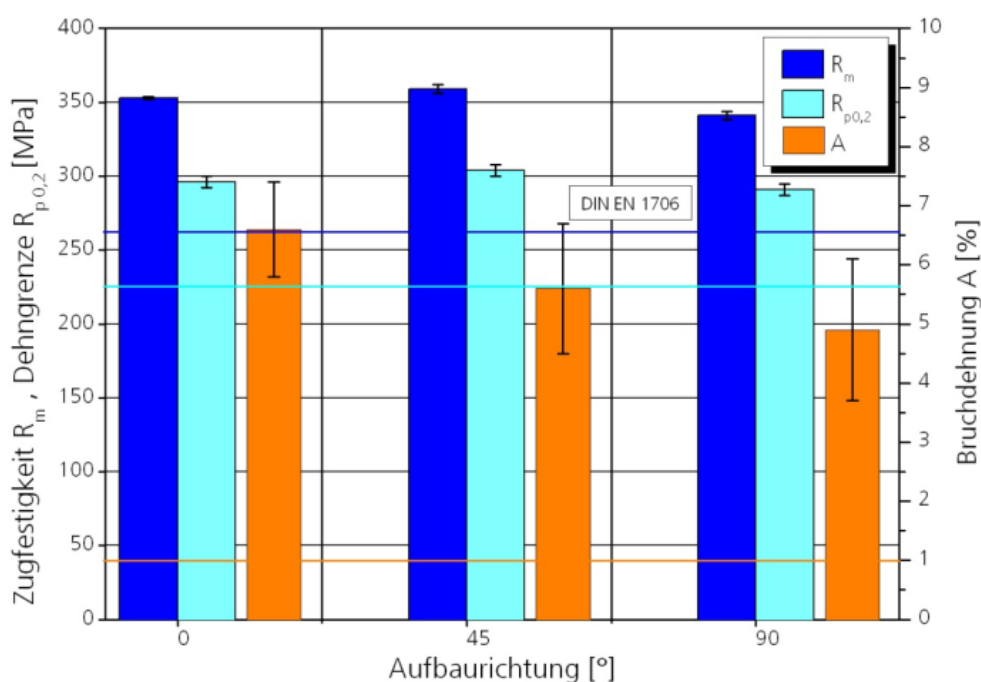


Obr. 2.10 Průběh tlaků a teplot při použitím tepelném zpracování [20].

Asi nejrozsáhlejší studií zabývající se mechanickými vlastnostmi hliníkových slitin na SLM je projekt *Generative fertigung von Aluminiumbauteilen für die Serienproduktion* ve Fraunhoferu. [21]. Konkrétně v případě AlSi10Mg se povedlo dosáhnout nejlepších mechanických vlastností při výkonu laseru 250 W, výšce vrstvy 50 μm , scanovací rychlosti 500 mm/s, hatch distance 0,15 mm, vyhřátí stavebního prostoru na 300 °C a následném T6 zpracování. Při těchto technologických parametrech se redukoval rozdíl v orientaci stavby na minimum a byla pozorována mez kluzu okolo 300 MPa a mez pevnosti 350 MPa. (viz graf na obr. 2.12).

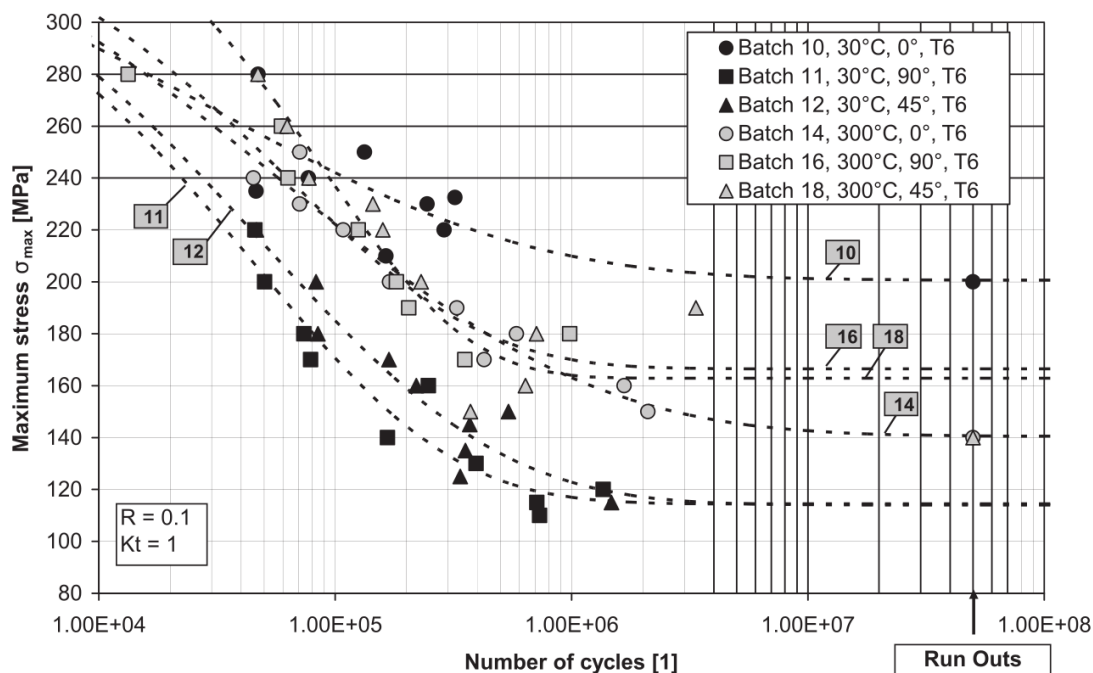


Obr. 2.11 Vzorky pro tahovou zkoušku s různou orientací stavby a) 0° b) 45° c) 90° [22].



Obr. 2.12 Maximální dosažené meze kluzu a pevnosti a tažnost v závislosti na orientaci stavby [21].

Brandl [22] poté se stejnými parametry publikoval i únavové zkoušky, které potvrdily dobré výsledky ze statického testování. Na obrázku 2.13 jsou znázorněny Wöhlerovy křivky pro 6 sad vzorků. Liší se orientací stavby a předehřevem stavebního prostoru. Všechny byly následně zpracovány pomocí procedury T6. Brandl zároveň v článku ukázal, že únavové trhliny vznikly vždy na povrchu a to z nepřesností a pórů, vzniklých při tisku.



Obr. 2.13 Wöhlerovy křivky pro různý přehřev a různou orientaci [22].

2.3.3 Zpracování AlSi10Mg na Ústavu konstruování

2.3.3

Na Ústavu konstruování neproběhl vývoj procesních parametrů pro AlSi10Mg. Byly vyzkoušeny procesní parametry doporučené výrobcem pro stroj SLM 280HL a protože poskytovaly dobré výsledky, tak nebylo zapotřebí je měnit. Ověřené parametry byly použity i v této diplomové práci. Jsou to: výkon laseru 350 W, výška vrstvy 50 μm scanovací rychlost 930 mm/s, hatch distance 170 μm a scanovací strategie *Chessboard*.

Standardem je žihání výrobku. Hodinový ohřev na 300 °C, poté 3 hodinová výdrž a chladnutí 6–7 hodin.

Mechanické vlastnosti jsou závislé na dodavateli prášku. Mez kluzu se pohybuje od 230 MPa až do 280 MPa a mez pevnosti od 340 MPa až do 450 MPa. Youngův modul pružnosti se pohybuje v intervalu mezi 60 GPa a 70 GPa.

Z prášku, který měl po vyrobení vzorků pro tahovou zkoušku mez kluzu přibližně 250 MPa, byly vyrobeny i vzorky na únavové zkoušky. Výsledkem je mez únavy pro neomezenou životnost přibližně 100 MPa.

2.4 Topologická optimalizace

Je to proces, při kterém je pomocí numerických metod hledáno optimální rozložení dané proměnné při současném dodržení zadaných podmínek. Počátky takovýchto optimalizačních výpočtů se dají dohledat v roce 1904, kdy vyšel článek, jehož autorem byl australský vynálezce Michell [23], zabývající se stanovením podmínek pro optimální rozložení nosníků v prutové konstrukci tak, aby byla co možná nejlehčí.

Optimalizovanou veličinou nemusí být nutně vždy jen váha konstrukce. Může to být také tuhost konstrukce, cena (problém efektivního vyřezání plechů), optimální rozložení proudění ve výměnících atd.

2.4.1 Metody topologické optimalizace

Za dobu intenzivního výzkumu topologické optimalizace (přibližně od 70. let minulého století [23]) bylo vyvinuto velké množství optimalizačních metod. Většina zůstala pouze v teoretické rovině kvůli neefektivitě (časové nebo výpočetní). Praktického použití při řešení rozložení materiálu se dočkaly dvě hlavní metody, každá reprezentující odlišný přístup k řešení. Jejich srovnání nabízí ve svém článku Rozvany [23].

ESO (SERA)

ESO (*Evolutionary Structural Optimization*) je název metody, jejíž principem je výpočet požadovaného kritéria (redukované napětí, deformace) v každé iteraci řešení. Na základě výsledku jsou z uvažované oblasti odebrány prvky s nejmenší hodnotou.

Tato metoda je heuristická neboli náhodná, což znamená, že „optimální“ řešení hledá v množině velkého počtu vygenerovaných řešení. Není zde ale zaručeno dosažení alespoň lokálního optima.

Někteří autoři na tomto základě neakceptují název ESO a zavádějí název SERA (*Sequential Element Rejections and Admissions*), který již neobsahuje ani slovo evoluční (metoda nesměřuje k řešení jasným vývojem) ani optimální (není zaručeno).

SIMP

SIMP (*Solid Isotropic Microstructure (Material) with Penalization*) je gradientní numerická metoda, která je více teoretická. V zadané oblasti počítá rozložení dané proměnné. Jednotlivým elementům je přiřazována hodnota z intervalu 0-1, která určuje podíl např. hustoty nebo tloušťky materiálu v daném místě. Z praktického hlediska je ovšem nutné rozdělit oblast pouze na elementy s hodnotou přesně 1 nebo 0. K tomu slouží tzv. penalizační metody, které se vypořádávají s hodnotami uvnitř intervalu.

Existují postupy a důkazy, díky nimž lze říct, že tato metoda není heuristická, vede minimálně k lokálnímu extrému a její průběh vede rychle a efektivně k požadovanému výsledku. Proto je využita ve většině softwarů, které se zabývají topologickou optimalizací.

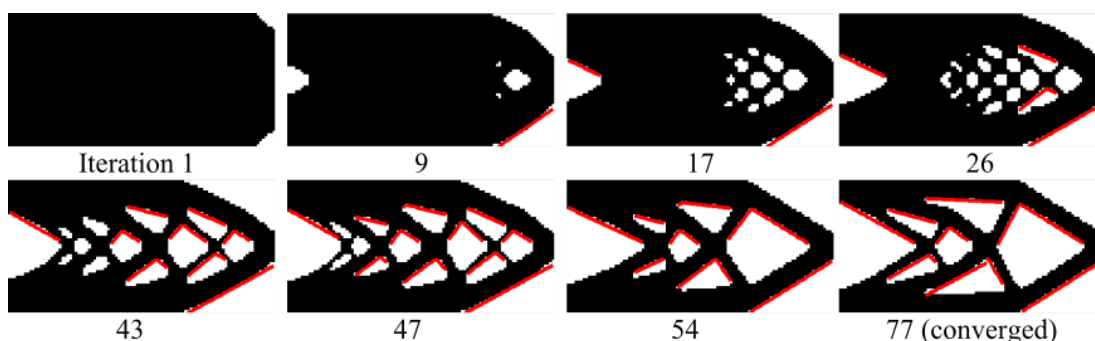
2.4.2 Topologická optimalizace a aditivní výroba

Výstupem optimalizace je zpravidla velice složitý tvar, který je konvenčními technologiemi prakticky nedosažitelný. Při obrábění je nutno brát ohled na pohyb nástroje, jeho velikost, možnost upnutí obrobku. Při odlévání zase na nutnost vytáhnout díl z formy. Optimální rozložení materiálu musí být tedy vždy upraveno tak, aby byl díl vyrobitelný. Další problém je ekonomičnost výroby, kdy z pravidla platí, že čím je tvar složitější, tím je dražší výroba.

Při použití aditivních technologií většina problémů odpadá. Hlavním tvarovým omezením je výroba převislých ploch. Do takovýchto míst je nutno pro úspěšnou výrobu dílu navrhnout podpůrné struktury. Určením univerzálních pravidel pro návrh dílů pro aditivní technologie tak, aby nebyly nutné podpůrné struktury se zabýval ve své práci Adam [24].

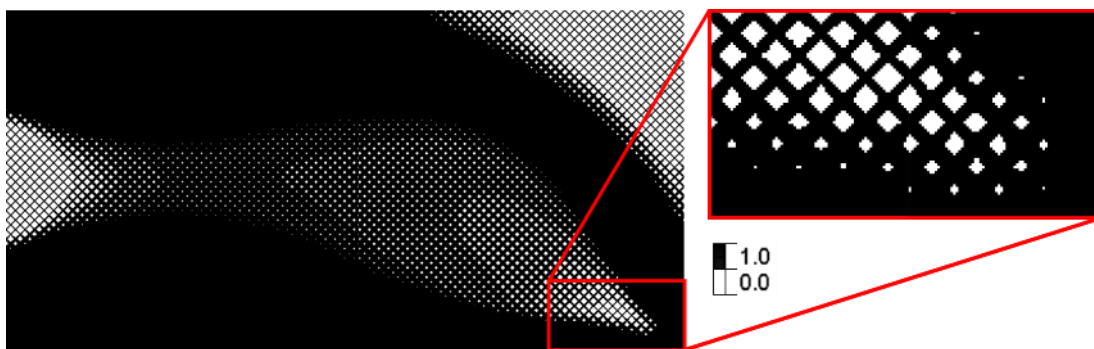
U dílů vyrobených na 3D tiskárně zároveň neplatí úměra mezi tvarovou složitostí a nákladností výroby. Ve skutečnosti to může být právě naopak, protože složitější tvar je spíše samonosný než tvar jednoduchý a proto je potřeba méně podpor [25].

Bracket ve svém článku [25] dále uvádí příklad postupu, který by v jednotlivých iteracích optimalizace vyhodnocoval velikost převislé geometrie a podle toho upravoval evoluční algoritmus. Ten by musel v každém kroku kontrolovat plochy, které směřují k podložce (viz obr. 2.14 vyznačeny červeně), vyhodnocovat jejich úhel a velikost a podle toho se rozhodovat, kde jsou podpory nutné a kde ne.



Obr. 2.14 Příklady iterací topologické optimalizace a lokalizace ploch, které budou potřebovat podpory [25].

Navrhuje také využití dalších možností aditivních technologií jako je použití prutových struktur (viz obr. 2.15) místo plného materiálu, popřípadě jiného materiálu, nebo stejného materiálu s jinými výrobními parametry. Takto by se dalo docílit změny mechanických vlastností po průřezu součásti a ta by pak lépe vystihovala výstup z gradientních optimalizačních algoritmů, kde by tím pádem nebyla nutná penalizace.



Obr. 2.15 Různá hustota materiálu jako výstup topologické optimalizace nahrazená prutovou strukturou s pruty různého průměru [25].

2.4.3 Softwary pro topologickou optimalizaci

V diplomové práci Bc. Kopřivy, která se zabývá topologickou optimalizací žebra na křídle letounu [26], je základní přehled používaných softwarů. I Bracket [25] ve svém článku většinu z nich zmiňuje, jako nejčastěji používané.

- a) **MSC Software - Nastran Topology Optimization**- software, který je možné začlenit do rozsáhlých analýz v rámci programů od firmy MSC (MBS systémy, analýzy pomocí metody konečných prvků a objemů).
- b) **Altair Engineering - Optistruct/Inspire** - Inspire je v podstatě pouze grafické prostředí k jednoduchému ovládání výpočetního jádra Optistruct.
- c) **FE Design - TOSCA** - software, který lze implemetovat přímo do výpočetního prostředí programu Ansys Workbench.
- d) **Topologica Solutions - Capoto** - software využívající CAD prostředí Catie, ale pro samotnou optimalizaci potřebuje jedno z výše uvedených výpočetních jader.

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3

3.1 Analýza problému

3.1

Z diplomových prací členů formulového týmu plyne, že je již zvládnutá metodika návrhu těhlice pro formulový vůz, která se opírá o standardní výrobní technologie a to hlavně frézování. Jsou zde také definovány zatěžovací stavy, které dovolují alespoň částečné porovnání s předchozími verzemi těhlic, ale hlavně udávají přibližný rozsah hodnot napětí, která se dají u tohoto dílu očekávat. Jsou to stavy „Prudké brždění“ a „Průjezd zatáčkou“ se silami přibližně 2500 N a 3800 N. Maximální napětí je zde 2600 MPa respektive 220 MPa (údaje pro Dragon 5). Z práce Fejfara [4] i Baxanta [6] vyplývá, že nejkritičtější místo z hlediska překročení meze kluzu jsou místa připojení těhlice pomocí předepnutých šroubů, na které bude muset být brán dostatečný ohled.

Články zabývající se hliníkovou slitinou AlSi10Mg ukazují, že tento materiál je dobře zpracovatelný pomocí SLM. Kempen [16] dosáhla meze kluzu přibližně 230 MPa při výkonu laseru 200 W a scanovací rychlosti 1400 mm/s, kdežto Buchbinder [21] popisuje meze kluzu až okolo 300 MPa s výrobními parametry 250 W a scanovací rychlostí 500 mm/s. Rozdílnost optimálních parametrů je dána rozdílným strojem. Ze všech článků ale jasně vyplývá, že vzorek vytištěný na 3D tiskárně má lepší mechanické vlastnosti než jakkoliv zpracovaný odlitý vzorek. Týmy pod vedením Aboulkhaira, Rosenthala, a Buchbindera se zabývaly dodatečným tepelným nebo mechanickým zpracováním vytištěných vzorků. Nejlepších výsledků dosáhl Buchbinder [21] s tepelným zpracováním T6, které jako jediné dokázalo předčít pevnostní charakteristiky vzorků bez tepelného zpracování.

Z porovnání plyne, že stroj a parametry, které jsou používány na ústavu konstruování jsou dostatečné na to, aby produkovaly díly z AlSi10Mg v nejvyšší možné kvalitě.

Bracket [25] popisuje výhody propojení topologické optimalizace a aditivních technologií, ale také upozorňuje na specifická omezení spojená s touto technologií, kdy se navržené díly musí kontrolovat z hlediska tvarových prvků, které mají charakter převisu a musí se zde použít dodatečné podpůrné struktury.

Kopřiva [26] a Bracket [25] také nepřímo podávají přehled nejčastěji používaných softwarů, jimiž jsou MSC Nastran, Inspire (Optistruct) a další.

Pro účely této diplomové práce bude použit software solidThinking Inspire, protože jeho licence je dostupná na Ústavu konstruování.

3.2 Cíle práce

3.2

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh, výroba pomocí SLM a otestování těhlice určené pro závodní vůz kategorie Formule Student.

Mezi dílčí cíle patří vyvinutí metodiky návrhu topologicky optimalizované těhlice a s tím spojený návrh alternativního zkušební dílu, výroba prototypu těhlice pro Dragon 7, MKP analýza, a návrh a výroba testovacího rámu.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

Tato kapitola se zabývá vytvořením postupu optimalizace, dále jeho odladěním a otestováním na alternativním dílu pro starší monopost a na závěr jsou zde popsány varianty těhlice pro nový vůz.

4.1 Metodika návrhu

Návrh dílu s využitím topologické optimalizace obsahuje několik univerzálních kroků. Na začátku je analýza dílu, která zahrnuje jak silové působení na něj, tak rozměrové možnosti. Dále je to vytvoření hrubého modelu a jeho následná optimalizace ve speciálním programu. Její výsledky musí být dále zpracovány a vznikne objemový CAD model součásti. Ten může být znova optimalizován v několika iteracích. Závěrečná varianta by měla být podrobena kontrolnímu pevnostnímu výpočtu.

V této diplomové práci byly použity programy solidThinking Inspire 2016, Catia V5R20, Inventor 2016 a Ansys Workbench 17.2.

4.1.1 Zadání

Zadáním pro topologickou optimalizaci musí být vždy použitelný prostor, materiál, silové zatížení a připojovací části, které musí na součásti zůstat.

Pro těhlici musel být nadefinován materiál AlSi10Mg, pro horní přírubu hliníková slitina EN AW 7075 a pro ostatní části konstrukční ocel.

Prostor pro díl je určen jednoduchou podmínkou, která říká, že celá sestava těhlice se musí nacházet uvnitř disku kola. Rozměry jsou dány polohou připojovacích bodů tyčí zavěšení a řízení, dále nábojem, který je na kole použit a brzdou soustavou čili třmenem a brzdovým kotoučem.

Na těhlici musí být materiál v místech šroubových spojů, dosedacích ploch pro příruby, třmen a podložky a v místě nalisování ložisek.

Silové zatížení vychází z kontrolních stavů pro těhlici a konkrétních hodnot monopostu, jako jsou hmotnost, použité pneumatiky, rozvor atd.

4. 1.2 Prostor pro díl

V dalším textu bude tento prostor nazýván jako obálka nebo obálkový díl. Ten již musí mít základní rozměry dílu. Je dobré, aby byly co možná největší a optimalizace tak měla možnost naplno využít dostupný prostor. Zároveň by měla být obálka tvarově jednoduchá.

V případě těhlice je žádoucí, aby bylo možné obálkový díl použít do sestavy zavěšení a zkontrolovat možné kolize při pohybu. Velice to zjednoduší pozdější tvorbu finálního CAD modelu

4.1.3 Topologická optimalizace

SolidThinking Inspire je uživatelsky jednoduché prostředí pro ovládání výpočetního jádra Optistruct. Protože cílí na laiky, je nastavení optimalizace omezené.

Vstupem je vždy sestava, ať již importovaná (nejlépe v neutrálním STEP formátu), nebo vytvořená v modeláři Inspiru. Nutná je z důvodu definování tzv. *Design Space*, což je díl, který se bude optimalizovat. Části, které mají zůstat i na hotovém dílu, musí být samostatné součásti (viz obr. 4.1). Pokud jsou kontakty definovány jako *bonded*, tak Inspire chápe celou sestavu jako jedno těleso.

Dále je postup obdobný jako u klasického MKP výpočtu. Nastavení materiálu jednotlivým částem, definování kontaktů (*bonded* – pevné, *contacting* – bez tření), definování zatížení a vazeb a nastavení požadovaných výstupů.

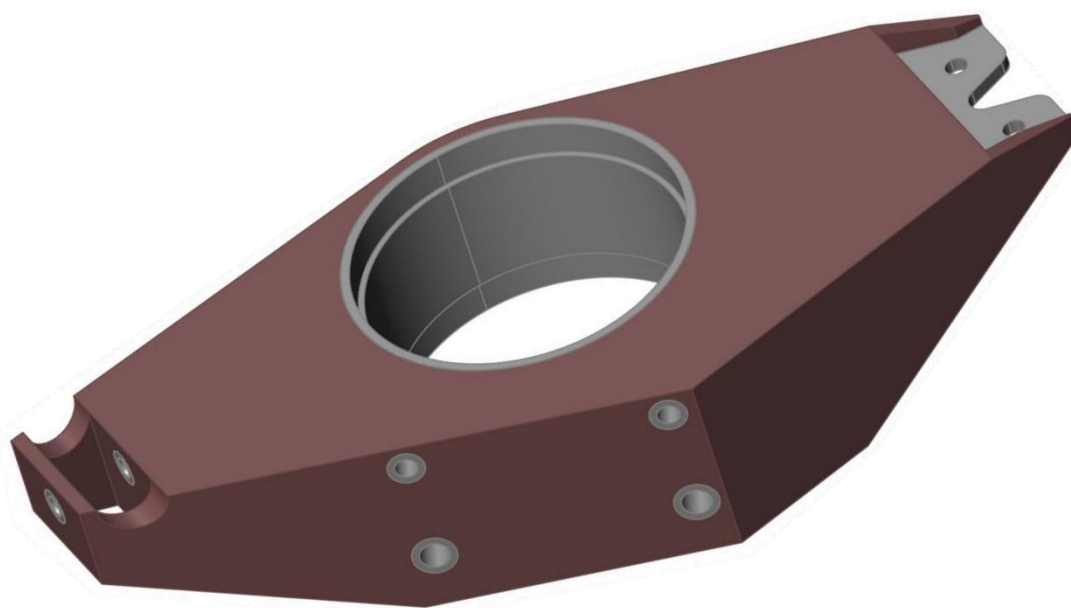
Kontakty byly voleny *bonded* pro spojení částí těhlice do jednoho dílu, dále pro nalisování ložisek a pro šroubové spoje.

Zatížení je možné definovat pouze přímo na plochu, nebo v ose válce či díry. Tímto je optimalizace dost zkreslená a výsledky se musí vždy podrobit přesnějšímu kontrolnímu MKP výpočtu. Inspire také neumožňuje nastavit předepnutí do šroubových spojů.

Vazby jsou zde realizovány ubíráním jednotlivých stupňů volnosti pro dané části. Horní bod těhlice je pevně uchycen v prostoru, spodnímu bodu je umožněn pohyb ve vertikálním směru a bodu uchycení tyče řízení je zamezen pohyb v horizontálním směru.

Program nabízí dva druhy optimalizace. První je zaměřen na minimální hmotnost součásti, druhý na maximální tuhost. U těhlice je sice důležitá nízká hmotnost, ale důležitější je tuhost těhlice (ovládání auta, bezpečnost). Proto je zde používán tento druh výpočtu.

Výstupem z optimalizace je tvar, který má povahu meshe. Proto jej lze exportovat pouze jako polygonální síť čili ve formátu STL.



Obr. 4.1 Obálkový díl ve formě sestavy. Hnědá část bude optimalizována, šedé části musí zůstat i na optimalizovaném dílu.

4. 1.4 CAD model

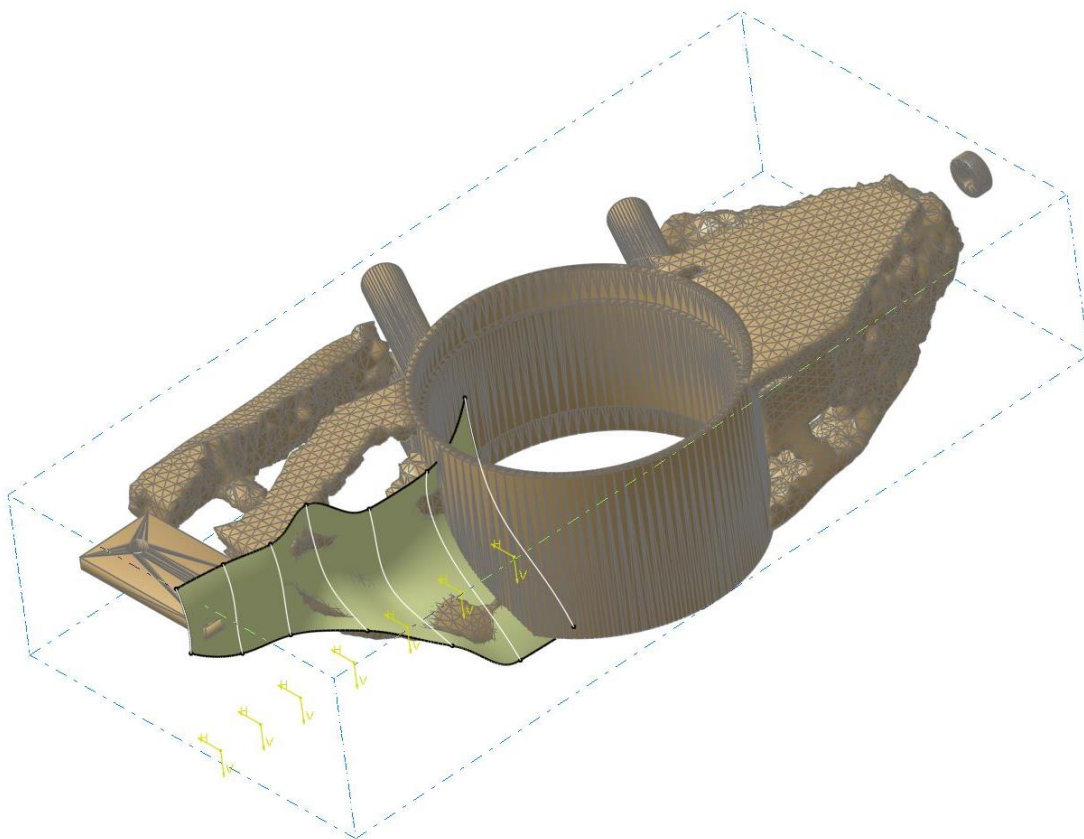
V zásadě existují tři možnosti, jak naložit s daty z optimalizace a jak je převést do objemového dílu.

Prvním je využít nových funkcí v programu Inspire, které umožňují uživateli modelovat polyNURBS plochy, kterými lze snadno vytvořit hrubý tvar, který se ale dá použít spíše jako základ pro pozdější úpravy.

Druhým způsobem je konverze a úprava polygonálních dat v softwaru, který umožňuje práci s nimi. Společnost Altair Engineering nabízí svůj vlastní modelář, který se nazývá solidThinking Evolve, který je určený speciálně pro tuto činnost.

Třetím a nejpracnější způsobem je použití STL dat pouze jako vzoru nebo šablony a součást vymodelovat znova od nuly. Tento postup je použit i v této práci.

Tvorba CAD modelů je prováděna v programu Catia. Importované STL je doplněno o systém kolmých rovin. Celý díl je rozdělen do ploch (viz obr. 4.2). Ty poté vytvoří komplexní tvar, který nejlépe vystihuje optimalizovaná data. Výhodou tohoto postupu je absolutní volnost, kdy není problém přidat tvarové prvky, které nelze zahrnout do optimalizace, např. zesílení stěn v místech předepjatých šroubových spojů nebo různé úpravy z hlediska technologie 3D tisku. Je zde také možnost model alespoň z části parametrizovat.



Obr. 4.2 Plocha vytvořená z jednotlivých náčrtů. Správným rozdělením tvarových prvků na plochy, lze získat požadovaný tvar.

4.1.5 Ověření

4.1.5

Hotový CAD model je nutné vložit do sestavy a ověřit správnost výpočtů i modelování. U těhlice je to jednak kontrola kinematiky tzv. prokýváním, kdy je sestava těhlice vložena do sestavy celého zavěšení a je simulován pohyb kola ve vertikálním směru a natočení kola při průjezdu zatáčkou. Těhlice nesmí v žádném případě kolidovat s tyčemi zavěšení nebo řízení.

Druhým druhem kontroly je pevnostní analýza. Ta je nutná z důvodu nepřesností, vzniklých při zjednodušování zátěžných stavů při optimalizaci. Dále je nutné ověřit prvky, které nebylo možné zahrnout do obáلكové plochy.

4.2 Alternativní díl pro Dragon 5

4.2

Metodika návrhu byla vytvářena na alternativním dílu pro Dragon 5. Tento monopost byl zvolen z důvodu velkého množství dostupných informací. Konstrukcí těhlice pro D5 se zabývá práce nynějšího vedoucího formulového týmu Bc. Romana Baxanta [6]. Je tedy známo zatížení, kontrolní stavy, referenční řešení za použití konvenčních postupů a je zde možnost konzultací přímo s konstruktérem těhlic.

4.2.1 Okrajové podmínky

4.2.1

Rozměry byly převzaty z frézované těhlice, aby bylo možné co nejlepší porovnání. Použity byly také všechny ostatní části sestavy jako brzdový třmen, horní příruba, držák tyče řízení nebo spojovací materiál.

Z práce [6] bylo převzato také zatížení. Jde o sílu působící ve středu kola a směřující nahoru o velikosti 1230 N, simulující tíhu vozu. Dále dostředivá síla působící v bodě styku pneumatiky a vozovky směřující k vozidlu o velikosti 3820 N a brzdná síla působící ve stejném místě, směřující dozadu, která má velikost 2470 N. Převzato je i předepnutí všech šroubů silou 10500 N a brzdný moment aplikovaný na třmen o velikosti 650 000 Nmm.

4.2.2 Návrh dílu

4.2.2

Na základě původní těhlice byla vymodelována obálka. Důležité bylo umístění souřadného systému do středu kola, protože od něj se odvíjí působíště všech sil. Střed souřadného systému je přenášen mezi programy, což velice usnadní další práci s modelem.

Ostatní potřebné komponenty sestavy byly vymodelovány zjednodušeně, protože pro výpočty není důležitý jejich přesný tvar. Byla to horní příruba, držák řízení, brzdový třmen, ložiska a spojovací materiál.

Pro optimalizaci byly použity oba zátěžné stavy. Vazby byly aplikovány na přípojně body a síly na ložiska čili stejně jako při kontrolních výpočtech.

Zkušební díl byl optimalizován ještě ve staré verzi Inspiru, kde nebylo možné definovat kontakt bez tření. Všechny tedy byly pevné, což velice ovlivnilo výsledky.

První verze byla optimalizována z celého obálkového dílu na 20 % objemu s minimální tloušťkou stěny 5 mm. Po vymodelování vážila 890 g (obr. 4.3b).

Druhá verze byla obdobně optimalizovaná a vymodelovaná a vážila již 743 g. Již z obrázku lze vidět výrazné odlehčení (obr. 4.3c).

Ve třetí iteraci byl odebrán materiál navíc mezi ložisky a výsledek měl již hmotnost 683 g, což je méně než původní díl. Stále zde však byly velké deformace. Po konzultaci s týmem TU Brno Racing byla odhalena chyba v optimalizované geometrii, která byla způsobena zjednodušeným zatížením.

Ve čtvrté a poslední verzi byla otočena horní vzpěra tak, aby vyztužila těhlici hlavně při průjezdech zatáčkou, kdy je celá sestava namáhána ohybovým momentem od síly, která má působíště na obvodu kola. Inspire neumožňuje definovat sílu na rameni nebo moment na válcovou plochu jinak než v ose válce a proto byla tato síla při optimalizaci posunuta do středu kola. Byl tak zanedbán vznikající moment, což byla chyba.

Při finálních úpravách byla celá těhlice zaoblena a byly určeny plochy, které by se musely obrábět (na obr. 4.3e, f znázorněny červeně).

4.2.3 Porovnání těhlic

Porovnávaly se dvě základní vlastnosti těhlice tzn. hmotnost a tuhost, resp. bezpečnost. Pro frézovaný díl byl zopakován MKP výpočet., aby byly použity úplně stejné podmínky pro obě těhlice.

Hmotnost frézovaného dílu je 718 g [6]. Hmotnost optimalizované těhlice je 636 g, což je o 11 % méně.

Při kontrolním stavu „Průjezd zatáčkou“ je maximální deformace frézované těhlice 0,36 mm a maximální redukované napětí 115 MPa, což dává koeficient bezpečnosti 3,75 vůči uvažované mezi kluzu 450 MPa.

Při „Prudkém brždění“ je maximální deformace 0,26 mm a maximální redukované napětí 120 MPa. Koeficient bezpečnosti je tedy také přibližně 3,75.

Optimalizovaná těhlice má v prvním případě deformace do 0,32 mm a napětí do 160 MPa. Koeficient bezpečnosti při uvažování meze kluzu 240 MPa je tedy 1,5.

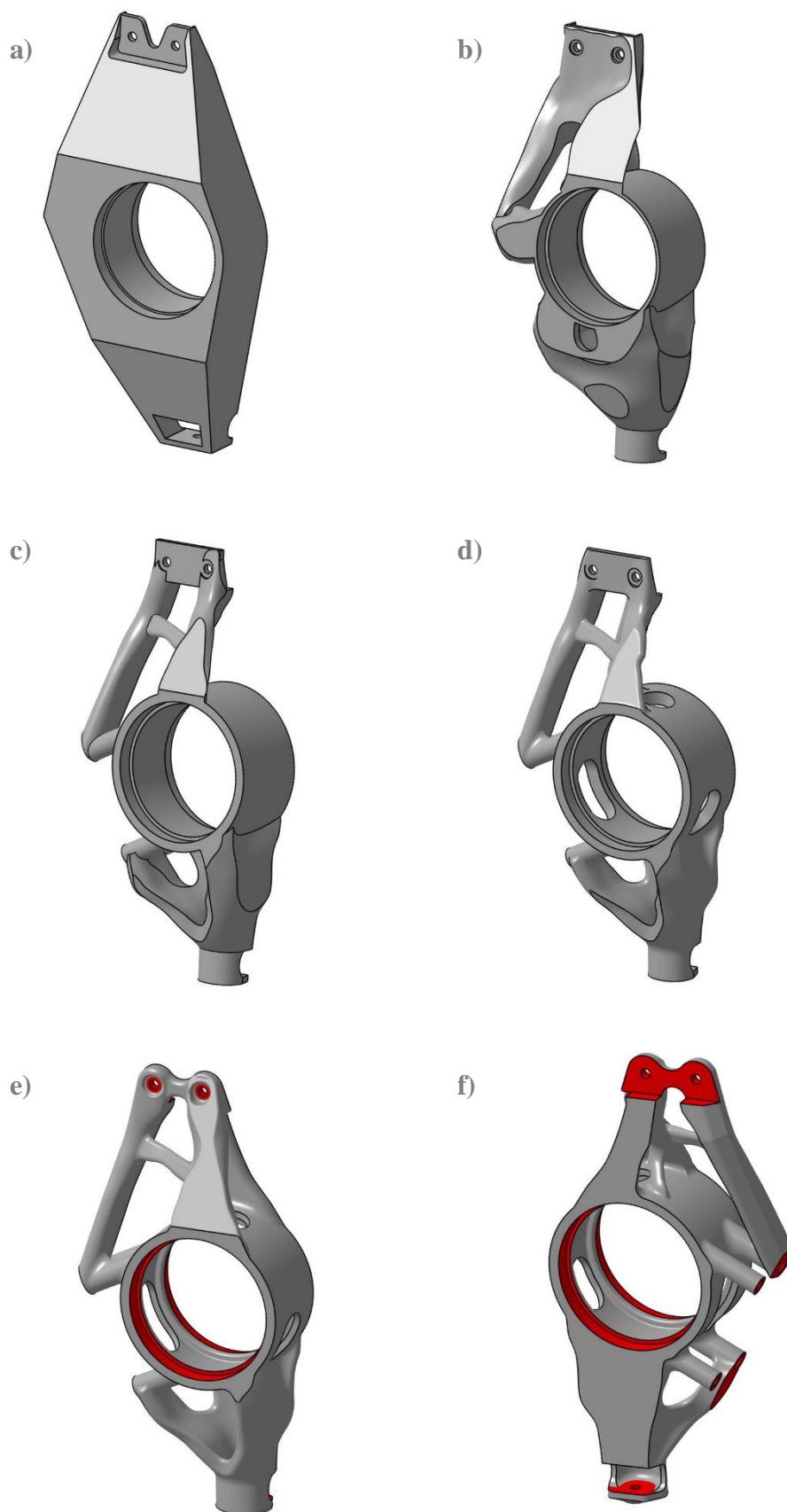
V druhém případě je to 0,3 mm, 210 MPa a koeficient bezpečnosti 1,15.

U obou těhlic byly ignorovány nerelevantní koncentrátoři napětí na hranách děr pro šrouby.

Topologicky optimalizovaná těhlice tedy vychází lépe v obou sledovaných oblastech. Je lehčí a není zbytečně předimenzovaná, i když v jednom případě je deformace větší přibližně o 15 %. Pokud se přihlédne k tomu, že samotná deformace 0,3 je dostatečně malá, lze zanedbat relativní srovnání a konstatovat dostatečnou tuhost těhlice.

Je ovšem nutné zde dodat, že ani jedna z těhlic nebyla ani zdaleka navržena na limitu jednotlivých technologií, a proto je potřeba brát toto srovnání s rezervou. Vůbec se zde například nehodnotí únavová životnost, která bývá zpravidla pro aditivně vyráběné těhlice problematická. Na druhou stranu frézovaná těhlice byla vyrobena a používána celou závodní sezónu 2015.

Obrazová dokumentace k výpočtům obou těhlic je v Příloze 1.



Obr. 4.3 a) obálka b) verze 1 c) verze 2 d) verze 3 e, f) finální verze, červeně plochy pro obrobení.

4.3 Varianty zadání a přehled částečných řešení pro Dragon 7

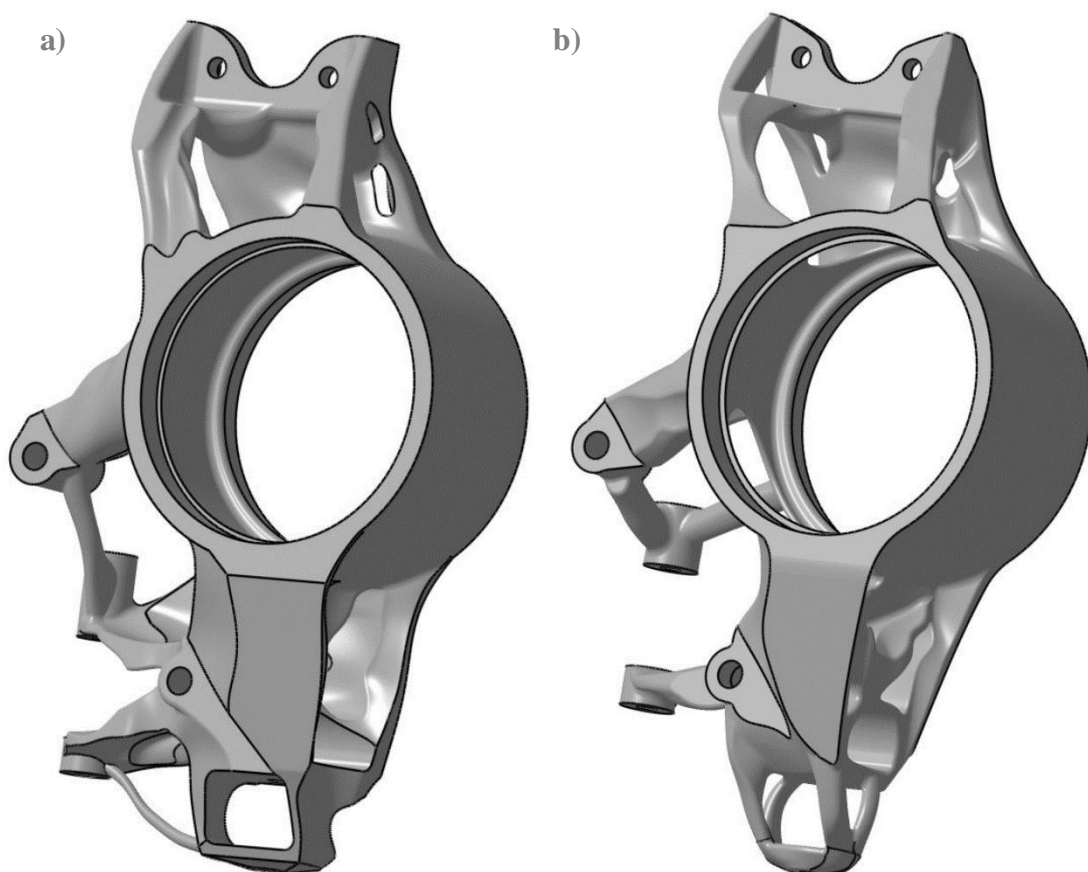
Jelikož byla těhlice vyvíjena od začátku prací na voze souběžně s celým podvozkem, byly několikrát změněny jak přípojné body, tak působící síly a vzniklo velké množství částečných řešení.

První verze (obr. 4.4a) byla značně robustní a byla dotažena pouze do druhé iterace optimalizace. Během této doby došlo k několika změnám přípojných rozměrů v rámci milimetrů, které se ještě daly kompenzovat na CAD modelu. Poslední změna v poloze připojení tyče řízení o cca 20 mm byla ale již tak významná, že musela být upravena obálka dílu a provedena nová optimalizace.

V průběhu práce na druhé verzi byla zjištěna chyba ve výpočtu sil, a proto byla plynule nahrazena verzí třetí, která na předchozí úzce navazovala.

Třetí evoluce těhlice byla dotažena až do fáze, kdy byl celý model zaoblen a připraven na závěrečné doladění (obr. 4.4b). Tato varianta se jako první dostala se svou hmotností pod 500 g.

Velká změna v definici přípojných bodů ovšem způsobila, že se musela znova na poslední chvíli změnit obálka dílu i zatěžující síly. Tato čtvrtá varianta již byla finální a podrobný popis jejího návrhu lze najít v kapitole 5.



Obr. 4.4 a) Druhá iterace první verze těhlice na D7 b) Třetí verze těhlice již s částečným zaoblením.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

5

5.1 Konečná verze zadání ze strany TU Brno Racing

5.1

Po domluvě s formulovým týmem byly definovány požadavky na nové těhlice.

Podvozková sekce týmu se potýká s malým počtem lidí. Z toho důvodu bylo rozhodnuto o použití co nejvíce součástí z minulých let, resp. z monopostu Dragon 6. Bude použito stejné kolo a prakticky stejný náboj. Změny se u těhlice projeví pouze upravenou polohou snímače otáček. Budou použita stejná ložiska, stejný brzdový kotouč a třmen, stejný senzor pro počítání otáček kola, stejná kulová ložiska neboli *uni-baly* a tím pádem stejný spojovací materiál.

Odklon kola se bude nastavovat od -3° do 0° pomocí sady plechových podložek.

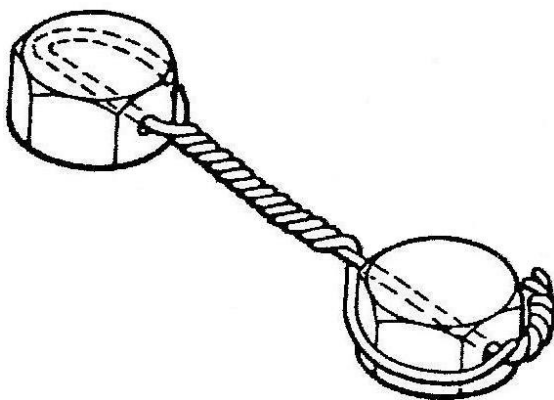
Bude nová horní příruba, která bude z materiálu EN AW 7075 T6 a oproti minulým rokům bude připevněna šroubem a maticí. Závit vyřezaný přímo do příruby se neosvědčil.

Spodní bod nesmí být uložen na letmém šroubu a musí zde být použita samojistná matice. To vyplývá z pravidel, která říkají, že veškeré kritické šroubové spoje na podvozku musí mít tzv. *positive locking*, čili zajištění proti samovolnému uvolnění. V praxi to znamená použití samojistných matic nebo nutnost zadrátkování šroubů tak, aby nedošlo k jejich samovolnému povolání viz obrázek.5.1. Kvůli pracnosti drátkování byla vybrána varianta samojistné matice pro všechny šroubové spoje.

Bod připojení tyče řízení se na rozdíl od minulých let nebude nastavovat. Proto stačí jen jedna poloha a pozice šroubu může být víceméně jakákoliv.

Brzdový třmen by bylo dobré posunout co nejnižší, protože brzdný moment poté působí proti tíhové síle a nadlehčuje těhlici.

Celková deformace těhlice by měla být do 0,5 mm a hmotnost srovnatelná s minulou těhlicí, tzn. 500 g.



Obr. 5.1 Bezpečnostní zadrátkování šroubů [27].

5.1.1 Body připojení těhlice

Počátek souřadného systému pro přípojný body je ve středu přední nápravy. Osa X směřuje dopředu, osa Y doleva ve směru jízdy a osa Z nahoru. Body uvedené v tabulce 5.1 jsou pro levé kolo a situaci s maximálním negativním odklonem -3° .

Tab. 5.1 Přípojný body v globálním souřadném systému přední nápravy.

	X_G	Y_G	Z_G
Spodní bod	-7,001	566,203	111,029
Horní bod	-36,743	533,300	328,149
Řízení	-79,800	548,000	165,000
Osa kola	0,000	552,240	229,239
Střed kola	0,000	604,920	232,000

Jelikož byla modelována pravá těhlice, byly body přepočteny na druhou stranu a do lokálního souřadného systému s počátkem ve středu pravého kola dle rovnic (5.1) až (5.3). Uvedeny jsou v tabulce 5.2.

$$X_L = X_G - 0 \quad (5.1)$$

$$Y_L = -Y_G - (-604,92) \quad (5.2)$$

$$Z_L = Z_G - 232 \quad (5.3)$$

Tab. 5.2 Přípojný body v lokálním souřadném systému pravého předního kola.

	X_L	Y_L	Z_L
Spodní bod	-7,001	38,717	-120,971
Horní bod	-36,743	71,620	96,149
Řízení	-79,800	56,920	-67,000
Osa kola	0,000	52,680	-2,761
Střed kola	0,000	0,000	0,000

V této verzi připojovacích bodů svírá osa kola úhel 3° s osou Y souřadného systému. To je pro modelování velice nepraktické. Proto byly všechny body otočeny okolo osy X. Body ležící nad rovinou XY podle rovnic (5.4) a (5.5) a body pod rovinou podle rovnic (5.6) a (5.7). Osa kola je nyní totožná s osou Y a zároveň byly zachovány relativní polohy bodů vzhledem k ose kola. Finální souřadnice jsou uvedeny v tabulce 5.3.

$$Y' = \sin(\operatorname{tg}^{-1} \frac{Y_L}{Z_L} - 3) \sqrt{Y_L^2 + Z_L^2} \quad (5.4)$$

$$Z' = \cos(\operatorname{tg}^{-1} \frac{Y_L}{Z_L} - 3) \sqrt{Y_L^2 + Z_L^2} \quad (5.5)$$

$$Y' = \sin(\operatorname{tg}^{-1} \frac{Y_L}{|Z_L|} + 3) \sqrt{Y_L^2 + Z_L^2} \quad (5.6)$$

$$Z' = \cos(\operatorname{tg}^{-1} \frac{Y_L}{|Z_L|} + 3) \sqrt{Y_L^2 + Z_L^2} \quad (5.7)$$

Tab. 5.3 Body pro osu zarovnanou se souřadným systémem.

	X'	Y'	Z'
Spodní bod	-7,001	44,995	-118,779
Horní bod	-36,743	66,490	99,766
Řízení	-79,800	60,349	-63,929
Osa kola	0,000	52,752	0,000
Střed kola	0,000	0,000	0,000

5.1.2 Definice obálkového dílu

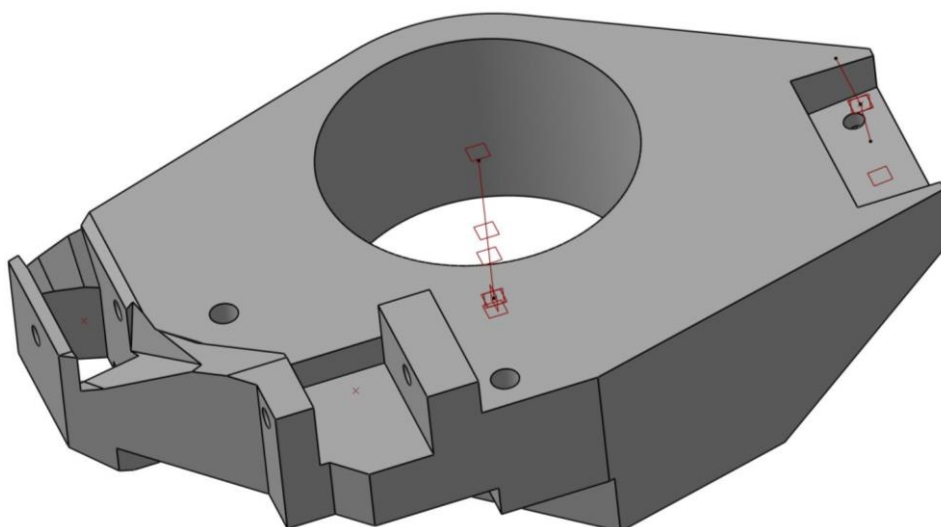
5.1.2

Na začátku byly do Catie vloženy připojovací body. Poté byly vytvořeny roviny ohraňující těhlici ve směru osy Y. Byla to rovina odsazená od roviny XZ o 4,2 mm v záporném směru osy Y a následně rovina odsazená v kladném směru o 55,8 mm. Tím byla určena šířka těhlice 60 mm a také poloha středu kola. Obojí vycházelo z použitého náboje a disku.

Ve střední rovině těhlice byl vytvořen náčrt jejího obrysu. Musel obsahovat průměty všech bodů a zároveň být uvnitř kružnice s průměrem 300 mm, což je vnitřní průměr disku kola. Ve středu bylo ponecháno místo pro náboj a ložiska 61814, jejichž vnější průměr je 90 mm. V tomto náčrtu se také definovala poloha brzdového třmene, jehož horní připojovací šroub je posunut o 15 ° pod rovinu XY. Zároveň bylo vytvořeno místo pro připojení spodního ramene zavěšení.

Následovalo vytažení náčrtu, vytvoření dosedací plochy pro horní přírubu a pro brzdový třmen, místa pro připojení tyče řízení a díry pro všechny šrouby

Poté byl obálkový díl upraven podle krajních poloh tyčí zavěšení a řízení, aby těhlice nikde nekolidovala.



Obr. 5.2 Obálkový díl pro finální verzi těhlice.

5.1.3 Výpočet zatížení a reakcí

Pro topologickou optimalizaci je zapotřebí znát silové působení na díl. Protože jde o návrh nového vozu, bylo nutné zatěžovací síly alespoň odhadnout.

Do výpočtu zatížení vstupovaly dané a odhadnuté hodnoty. Dán byl rozvor náprav a průměr kol. Z minulých let bylo známo maximální dopředné a boční přetížení, kterého je formule s použitými pneumatikami schopna. Byla stanovena přibližná hmotnost vozu i s řidičem a poměrné rozložení váhy na přední a zadní nápravu. Podle prací [4, 6], tedy z monopostů Dragon 3-5, byl proveden odhad výšky těžiště monopostu. Byla zvolena nejhorší varianta, tedy nejvyšší těžiště.

maximální hmotnost vozu i s řidičem:	$m = 250 \text{ kg}$
výška těžiště:	$z_T = 0,32 \text{ m}$
rozložení váhy:	49:51
rozvor náprav:	$l = 1,527 \text{ m}$
průměr kola:	$d = 0,47 \text{ m}$
maximální boční přetížení:	$a_C = 3,1 \text{ G}$
maximální zpomalení:	$a_B = 2,1 \text{ G}$

Na kolo, respektive těhlici působí 3 hlavní síly. Je to tíhová síla vozu, brzdná síla a dostředivá síla při průjezdu zatáčkou.

Tíhová síla na jedno kolo se spočítala dle rovnice (5.8). Protože při obou kontrolních stavech se počítá s krajním případem, kdy celá váha formule je pouze na dvou kolech, je tíhová síla dělena dvěma a ne čtyřma.

$$F_G = \frac{mg}{2} = \frac{250 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2}}{2} = 1201,7 \text{ N} \quad (5.8)$$

Kde:	F_G	tíhová síla
	g	tíhové zrychlení

Setrvačné síly byly spočítány pomocí metody *Load Transfer* analogicky jako v pracích [4, 6]. Maximální dostředivá síla při prudkém průjezdu zatáčkou se spočítala pomocí vztahu (5.9).

$$F_C = a_C g m x_F = 3,1 \text{ G} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2} \cdot 250 \text{ kg} \cdot 0,49 = 3725,3 \text{ N} \quad (5.9)$$

Kde:	F_C	dostředivá síla
	x_F	poměr hmotnosti vozu na přední nápravě

Pro brzdnou sílu bylo nejprve nutné spočítat relativní výškovou polohu těžiště χ dle vztahu (5.10).

$$\chi = \frac{z_T}{l} = \frac{0,32 \text{ m}}{1,527 \text{ m}} = 0,21 \quad (5.10)$$

Celková maximální brzdná síla F_B' byla dána vztahem (5.11) a síla pouze na přední nápravě F_B vztahem (5.12).

$$F_B' = a_B g m = 2,1 \, G \cdot 9,81 \, ms^{-2} \cdot 250 \, kg = 5150,3 \, N \quad (5.11)$$

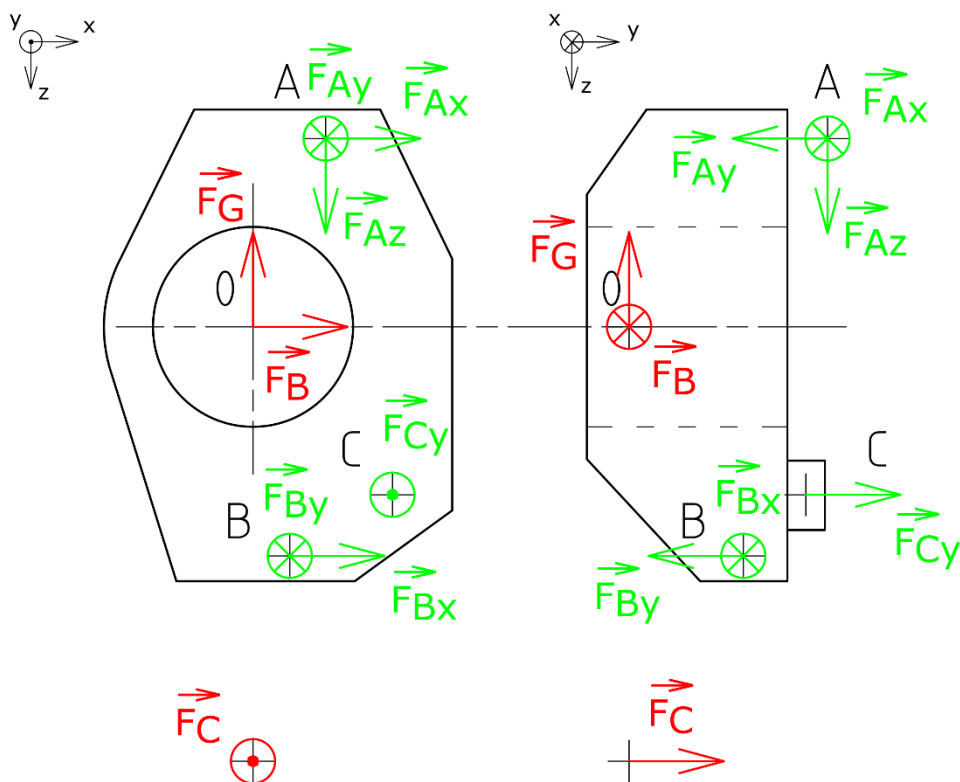
$$F_B = F_B'(1 - x_F + a_B \chi) = 5150,3 \, N (1 - 0,49 + 2,1 \, G \cdot 0,21) = 4893,1 \, N \quad (5.12)$$

Ze známé brzdné síly lze také dle (5.13) vypočítat brzdný moment M_B , který vytváří brzdový třmen.

$$M_B = F_B \frac{d}{2} = 4893,1 \, N \cdot \frac{470 \, mm}{2} = 574944,2 \, Nmm \quad (5.13)$$

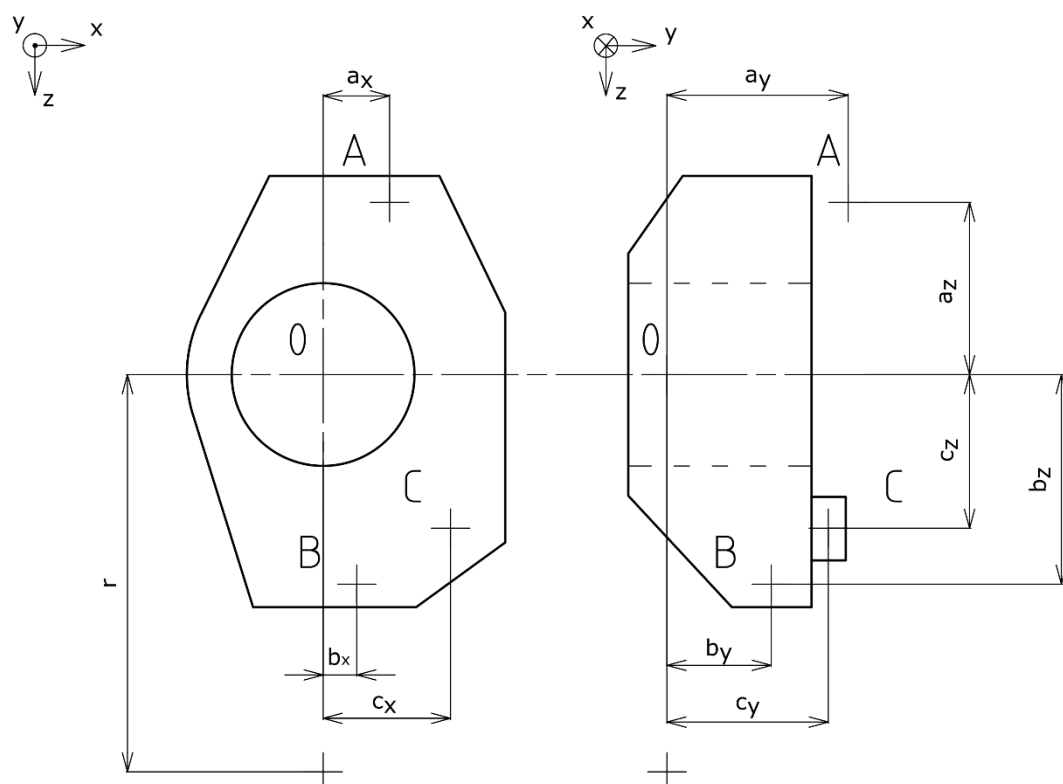
Tvorba prototypu ukázala omezení Inspiru při práci s vazbami. Těhlice je uchycena ve třech bodech. Program ale vyhodnotil dva z nich jako postačující pro pevné ustavení v prostoru a ke třetí vazbě (z pravidla tyč řízení) již nebyl připojen žádný materiál. To je samozřejmě z praktického hlediska nepoužitelné. Bylo tedy rozhodnuto o změně zatěžovacího postupu. Místo pevného uchycení bodů připojení těhlice a zatížení od náboje, byl pevně uchycen její střed a zatěžována byla v místech uchycení. Tím byla také eliminována nepřesnost vnesená zanedbáním působíště dostředivé síly. Aby se podobná situace neopakovala také u brzdového třmene, kdy by byl vyhodnocen jako zbytečná součást sestavy, byl ponechán brzdový moment působící na třmen a nebyl tak započítán do výpočtu reakcí v bodech uchycení. Výsledný výpočetní model je tak kombinací přímého zatížení a reakcí z vazeb.

Na obrázku 5.3 je znázorněno schéma zatížení (červené síly) a reakcí (zelené síly). Ty jsou analogické jednotlivým odebraným stupňům volnosti a jejich směrům. Směry os souřadného systému nejsou shodné s těmi použitými při modelování.



Obr. 5.3 Schéma silového působení na těhlici.

Body A, B a C jsou jednotlivé body uchycení. Jejich souřadnice použité při výpočtu jsou znázorněny na obrázku 5.4 a vyčísleny v tabulce 5.4.



Obr. 5.4 Souřadnice bodů uchycení použité při výpočtu reakcí.

Tab. 5.4 Souřadnice bodů uchycení použité při výpočtu.

Souřadnice	Vzdálenost [m]
a_x	0,0367
a_y	0,0665
a_z	0,0998
b_x	0,0070
b_y	0,0450
b_z	0,1188
c_x	0,0798
c_y	0,0603
c_z	0,0639
r	0,2350

Byly vytvořeny rovnice silové a momentové rovnováhy k bodu uchycení horního ramene zavěšení (bod A). Pro průjezd zatáčkou to jsou rovnice (5.14) až (5.19) a pro prudké brždění (5.20) až (5.25).

$$\sum F_x: F_{Ax} + F_{Bx} = 0 \quad (5.14)$$

$$\sum F_y: -F_{Ay} + F_C + F_{Cy} - F_{By} = 0 \quad (5.15)$$

$$\sum F_z: F_{Az} - F_G = 0 \quad (5.16)$$

$$\sum M_{Ax}: F_G a_y - F_C(a_z + r) + F_{By}(a_z + b_z) - F_{Cy}(a_z + c_z) = 0 \quad (5.17)$$

$$\sum M_{Ay}: -F_G a_x + F_{Bx}(a_z + b_z) = 0 \quad (5.18)$$

$$\sum M_{Az}: -F_C a_x + F_{Cy}(c_x - a_x) + F_{Bx}(a_y - b_y) + F_{By}(a_x - b_x) = 0 \quad (5.19)$$

$$\sum F_x: F_{Ax} + F_B + F_{Bx} = 0 \quad (5.20)$$

$$\sum F_y: -F_{Ay} + F_{Cy} - F_{By} = 0 \quad (5.21)$$

$$\sum F_z: F_{Az} - F_G = 0 \quad (5.22)$$

$$\sum M_{Ax}: F_G a_y + F_{By}(a_z + b_z) - F_{Cy}(a_z + c_z) = 0 \quad (5.23)$$

$$\sum M_{Ay}: -F_G a_x + F_B a_z + F_{Bx}(a_z + b_z) = 0 \quad (5.24)$$

$$\sum M_{Az}: F_B a_y + F_{Cy}(c_x - a_x) + F_{Bx}(a_y - b_y) + F_{By}(a_x - b_x) = 0 \quad (5.25)$$

Kde: F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Az} reakce v bodě A (horní bod)
 F_{Bx}, F_{By} reakce v bodě B (spodní bod)
 F_{Cy} reakce v bodě C (bod řízení)
 a_x, a_y, a_z souřadnice bodu A vzhledem ke středu kola
 b_x, b_y, b_z souřadnice bodu B vzhledem ke středu kola
 c_x, c_y, c_z souřadnice bodu C vzhledem ke středu kola

Výsledné reakční síly jsou uvedeny v tabulce 5.5.

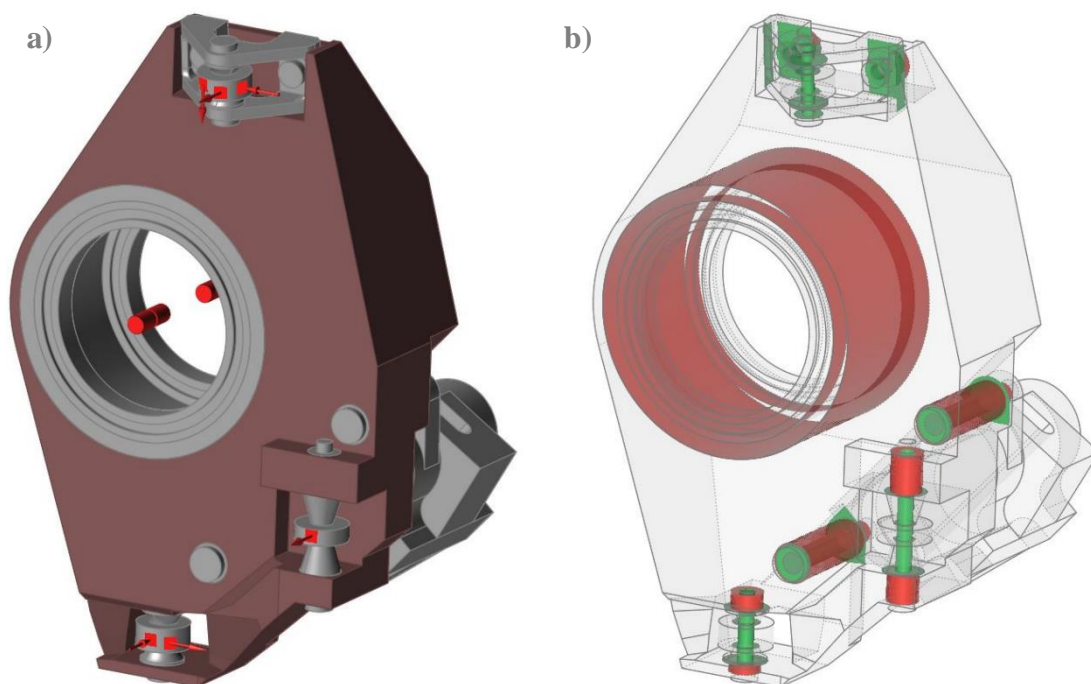
Tab. 5.5 Reakční síly pro jednotlivé zatěžovací stavy.

Průjezd zatáčkou			Prudké brždění		
síla	[N]	směr	síla	[N]	směr
F_{Ax}	210	dopředu	F_{Ax}	1540	dopředu
F_{Ay}	1160	k autu	F_{Ay}	150	k autu
F_{Az}	1210	dolů	F_{Az}	1210	dolů
F_{Bx}	210	dozadu	F_{Bx}	920	dopředu
F_{By}	6710	od auta	F_{By}	1890	k autu
F_{Cy}	1830	k autu	F_{Cy}	2030	od auta

5.2 Optimalizační iterace a výsledný CAD model

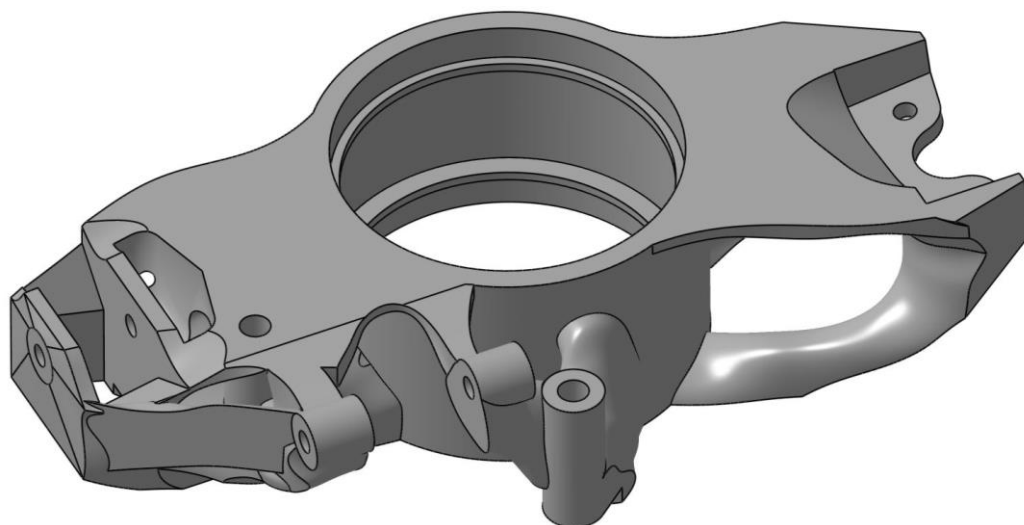
Obálkový díl byl vložen do zjednodušené výpočetní sestavy těhlice. Její bližší popis lze nalézt v kapitole 5.3.1.

Na obrázku 5.5 lze vidět nastavení sil, vazeb a kontaktů při optimalizaci. Toto nastavení, stejně jako nastavení materiálů a optimalizace na maximální tuhost je společné pro všechny iterace.



Obr. 5.5 a) Síly a vazby b) nastavení kontaktů (červeně - bonded, zeleně - contacting).

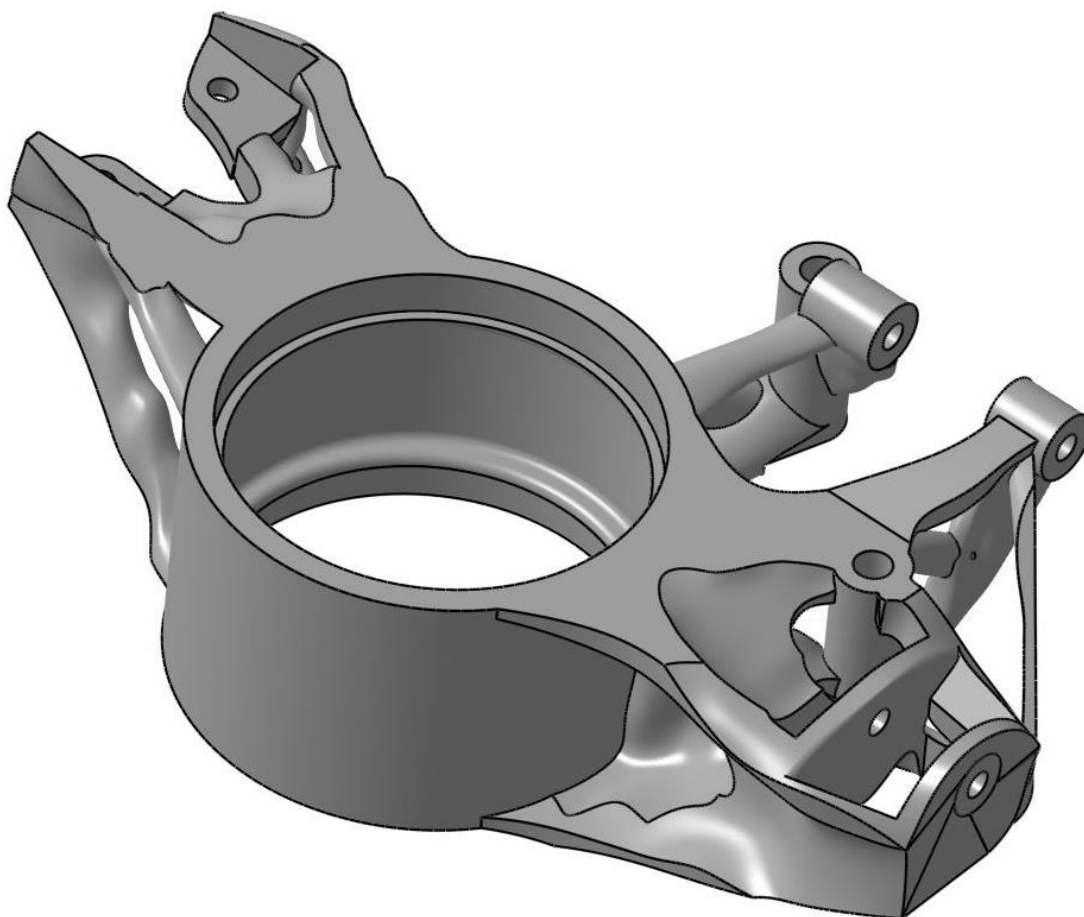
První optimalizace byla nastavena na 25 % využití objemu a na minimální tloušťku stěny 7 mm.



Obr. 5.6 První iterace finální verze těhlice.

Poloha šroubu pro uchycení spodního ramene zavěšení už byla tak blízko okraji těhlice, že nepřicházela v úvahu možnost prostoru pro klíč ze strany. Musel se tak porušit tvar I, který si zachovávaly všechny předchozí verze těhlice pro D7 a při modelování byla vytvořena kapsa na přední straně těhlice viz obrázek 5.6. První iterace vážila 875 g.

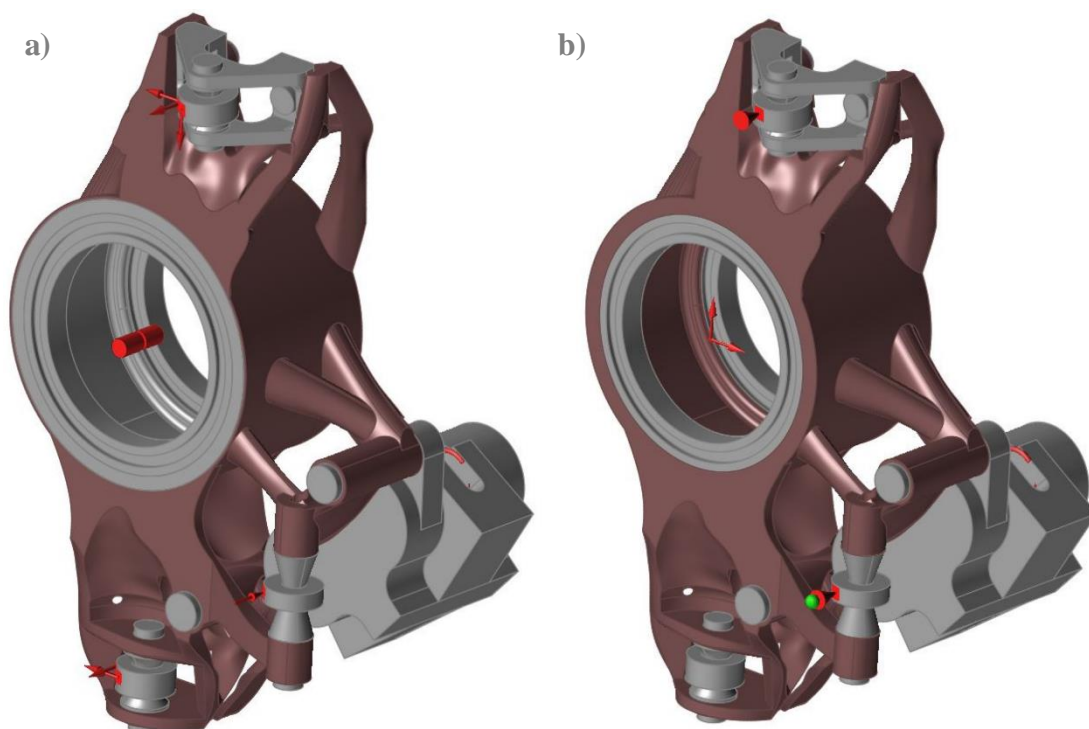
Druhý optimalizační výpočet byl nastaven na 30 % a minimální tloušťku stěny 5,5 mm. Na obrázku 5.7 lze vidět, že celkový dojem z těhlice již není tak masivní. Také hmotnost klesla skoro o třetinu na 596 g.



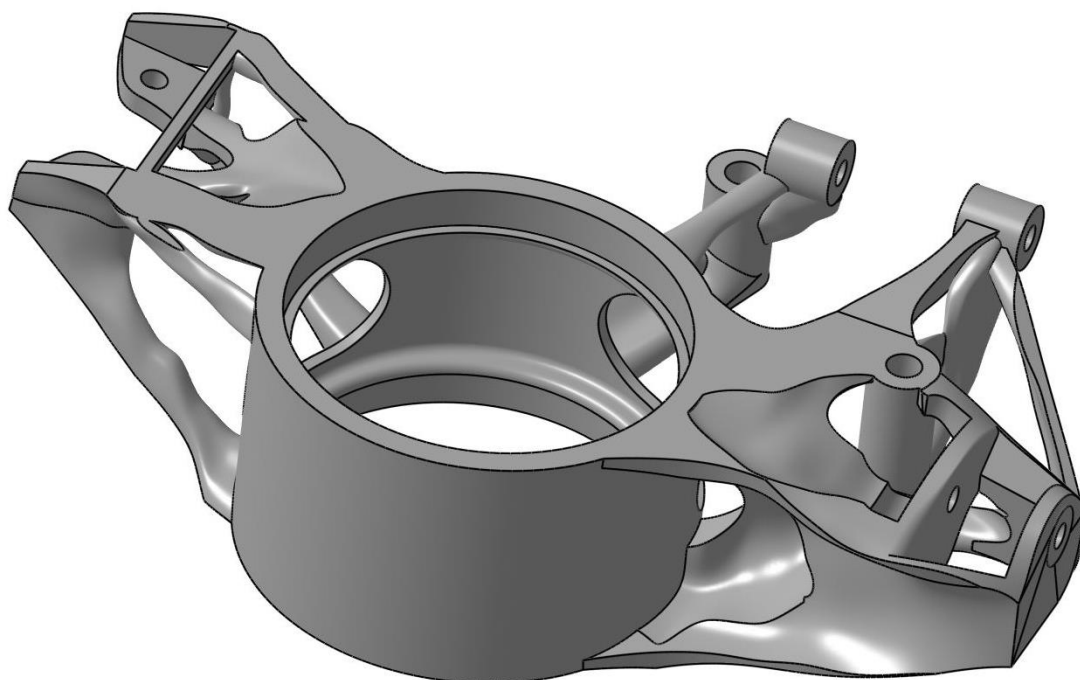
Obr. 5.7 Druhá iterace finální verze těhlice.

Ve třetí iteraci bylo s výhodou využito chování Inspiru. Protože dochází k lepšímu rozložení materiálu tam, kde je působí síly, byly provedeny dva výpočty. První byl obdobný jako u prvních dvou případů. U druhého bylo schválně použito nastavení používané u alternativního dílu pro D5, tedy aplikace vazeb na přípojné body a zatížení na střed těhlice. Podle prvního výpočtu byly upraveny okrajové části těhlice, podle druhého byl vybrán materiál ve střední části. Zároveň kontrolní MKP výpočet ukázal velkou deformaci v ose Z, způsobenou ohnutím vrchní příruby. Ta se totiž pro finální verzi bodů musela prodloužit a tím pádem ztratila část ze své tuhosti. Aby k tomu nedocházelo, byla na těhlici doplněna příčka, o kterou se příruba opřela a bylo tak

zamezeno její nadměrné deformaci. Díky kombinovanému přístupu klesla hmotnost těhlice až na 487 g.

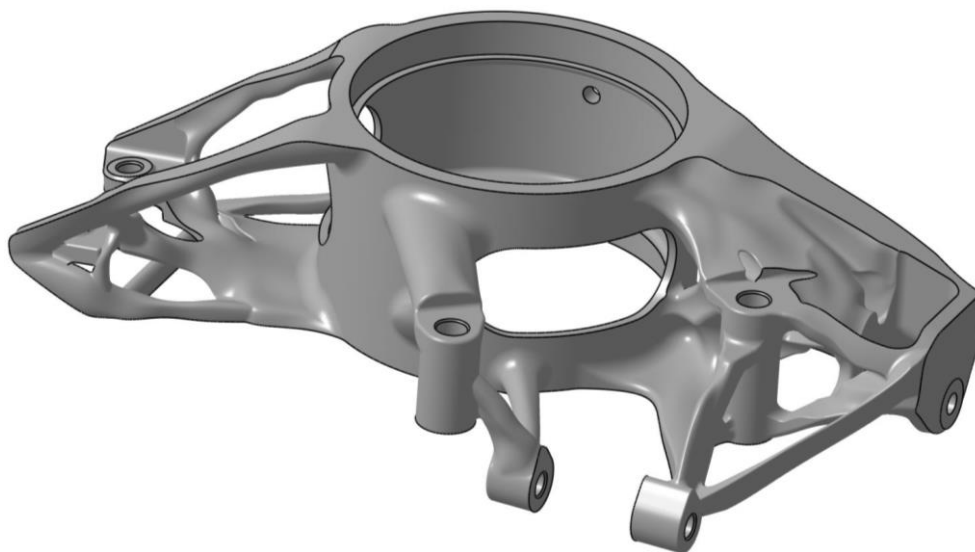


Obr. 5.8 a) Standartní aplikace zatížení b) Alternativní způsob zatěžování pro lepší výsledky v centrální části.



Obr. 5.9 Třetí iterace finální verze těhlice.

Čtvrtá a pátá iterace tvaru těhlice posunuly její hmotnost až na 450 g. Čtvrtá byla ještě optimalizována v Inspiru, pátá ovšem již reflektovala pouze zjištění z kontrolních MKP výpočtů a eliminovala zjištěné koncentrátoři napětí.



Obr. 5.10 Pátá iterace finální verze těhlice.

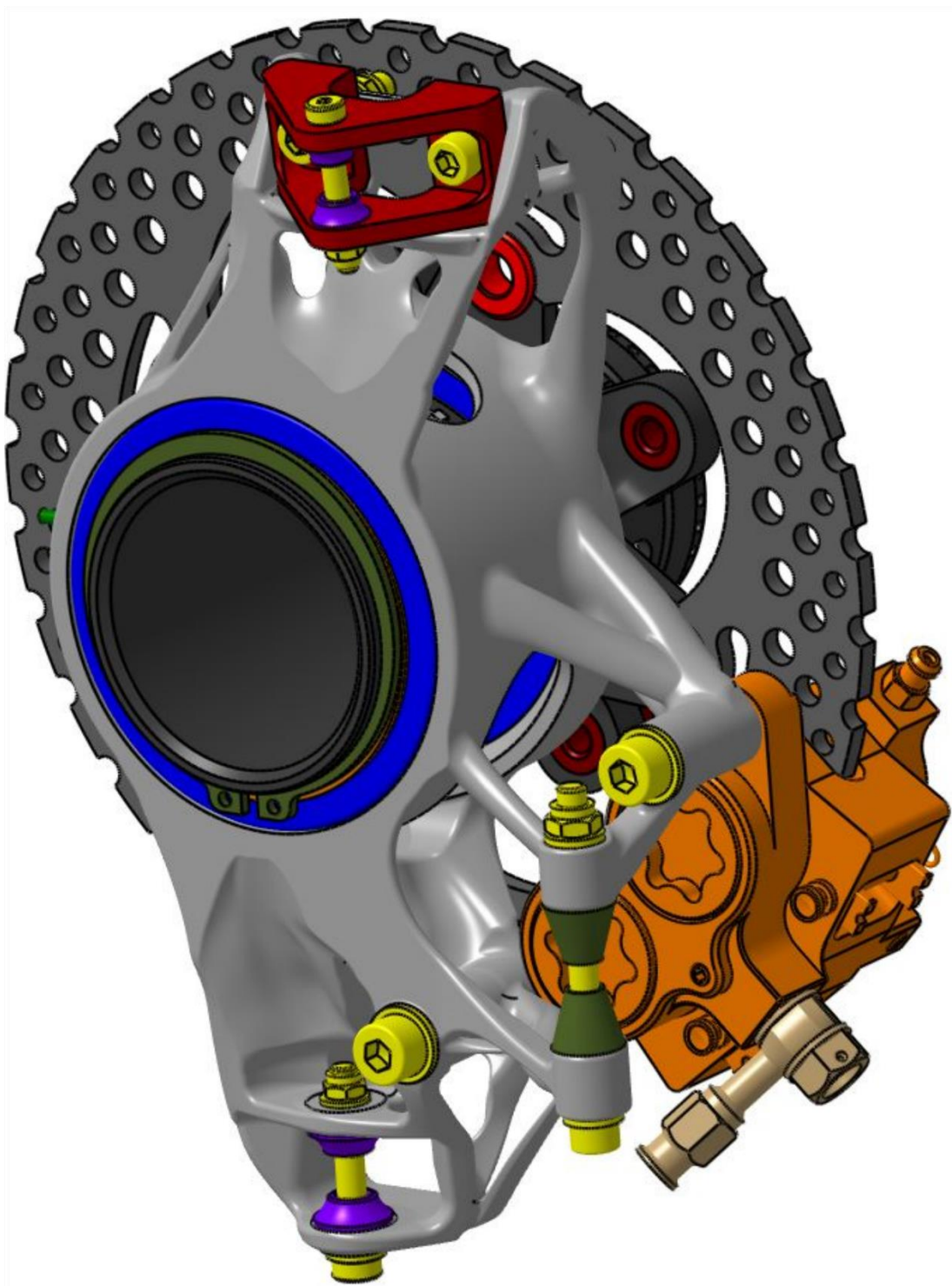
Jak je vidět i z obrázku 5.10 těhlice je sice lehká, ale působí velice subtilním dojmem, hlavně v horní části. Po konzultaci s formulovým týmem a vedoucím práce, byl tvar těhlice upraven tak, aby jednak zvýšil tuhost horní části, zlepšil napojení jednotlivých ploch a také reflektoval požadavky pro aditivní výrobu. Mezi ně patřilo hlavně stanovení přibližné polohy ve stavěcí komoře stroje a tím pádem úprava ploch tak, aby se minimalizovala potřeba podpůrných struktur. Zároveň by z důvodu kvality součásti neměla být žádná vodorovná plocha tenčí než 2 mm.



Obr. 5.11 Konečná podoba těhlice pro Dragon 7.

Hotový model byl vložen do konečné sestavy těhlice a exportován do programu PTC Creo, aby mohl být umístěn do kompletního modelu Dragon 7.

Aby bylo zajištěno co možná nejhladší napojení všech ploch a s tím spojená minimalizace možných koncentrátů napětí, byla těhlice těsně před výrobou upravena ve formátu STL v programu Meshmixer.



Obr. 5.12 Výsledná sestava těhlice s nábojem.

5.3 MKP analýza

5.3

Pro ověření správnosti optimalizace byla těhlice podrobena kontrolním výpočtům v programu Ansys Workbench. Šlo o definované statické kontrolní stavy, únavovou analýzu a modální analýzu.

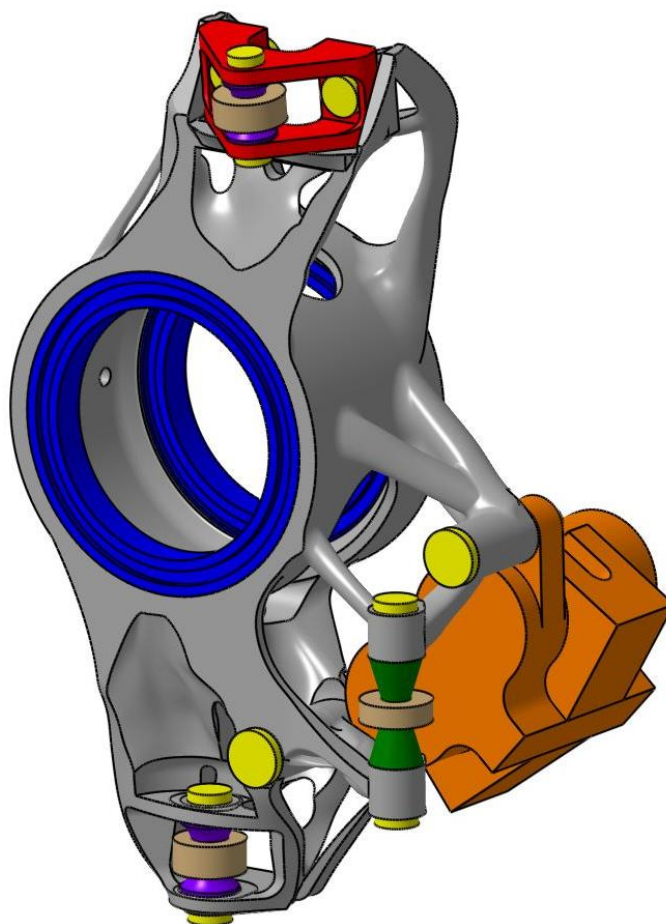
Všechny výpočty byly přizpůsobeny hardwarovým možnostem použitého stolního počítače s následnou konfigurací:

Operační systém:	Windows 10 (x64)
Procesor:	Intel® Core™ i5-2500 CPU @ 3,30GHz (4 jádra)
Paměť RAM:	8 GB

5.3.1 Zjednodušená sestava

5.3.1

Výsledná sestava těhlice a náboje je pro MKP výpočet nevhodná. Důvodem je velké množství těles a z toho vyplývající velké množství kontaktů. Většina těles je navíc zbytečně detailně vymodelována. Detaily jako sražení hran a zaoblení, popřípadě přesné tvary jsou u těles, která nejsou primárně cílem analýzy, bezpředmětné a spíše kontraproduktivní. Proto byla celá sestava zjednodušena tak, aby obsahovala pouze nejnutnější části, viz obrázek 5.13.



Obr. 5.13 Zjednodušená sestava pro MKP výpočty.

Byl vypuštěn celý náboj a příslušné části včetně brzdového kotouče. Byla ponechána pouze ložiska, přes která se bude model zatěžovat. Vynechán byl také snímač otáček, který nemá vliv na pevnost sestavy.

Zjednodušen byl brzdový třmen, který se skládá z mnoha dílů, které nejsou pro výpočet potřeba. Byl nahrazen jedním dílem, který tvarově přibližně odpovídá skutečnosti. Radikálním zjednodušením prošel veškerý spojovací materiál, který byl simulován holým čepem s rozšířeními v místech hlav šroubů nebo matic. Rozšíření mají stejný průměr jako originál, takže zachovávají velikost kontaktních ploch, které jsou důležité. Zjednodušena byla rovněž ložiska, která jsou schematicky naznačena mezikruží s průřezem respektujícím velikost ložiska a kuliček.

Naopak byly do sestavy přidány *unibaly* ve formě válců, za které bude celá sestava uchycena v prostoru a nebudou tak vazby aplikovány přímo na šrouby.

Tvar těhlice je velice komplexní a proto byl zjednodušen. Byla vypuštěna většina zaoblení a zkosení. Zůstala pouze ta velká, která definují celkový tvar a jejich odstranění by příliš zkreslovalo výsledky analýzy.

5. 3.2 Nastavení výpočtu

V sestavě je 21 komponent. Těhlici byl přiřazen materiál AlSi10Mg, horní přírubě materiál EN AW 7075. Ostatním součástem byla definována ocel. Přehled mechanických vlastností je v tabulce 5.6.

Tab. 5.6 Mechanické vlastnosti materiálů použitých v sestavě.

Materiál	Youngův modul [GPa]	Mez kluzu [MPa]
AlSi10Mg	68	240
EN AW 7075	72	500
Structural Steel	210	250

V sestavě je 36 kontaktů. 32 je typu *Frictional* s patřičným koeficientem tření dle tabulky 5.7. Zde uvedené koeficienty tření jsou z příručky ASM pro tření a mazání [28]. Zbývající 4 kontakty jsou typu *Bonded* a simulují nalisování ložisek a závitový spoj v místě přišroubování třmenu.

Tab. 5.7 Součinitel statického tření pro suchý kontakt.

Kontakt	Součinitel statického tření
hliník – hliník	0,42
ocel – hliník	0,35
ocel - ocel	0,31

Konečnoprvková síť byla nastavena se základní velikostí elementu 4 mm. Pro brzdový třmen byly určeny větší prvky o velikosti 10 mm a pro spojovací součásti, podložky, *unibaly* a ložiska byla nastavena velikost 3 mm. Rotačně symetrickým součástem s vnitřním otvorem (ložiska, podložky, *unibaly*) byly předepsány hexagonální elementy. Na čtvercové, obdélníkové nebo kruhové plochy byla navržena mapovaná síť.

Byl zvolen adaptivní styl meshování a agresivní kontrola tvaru prvků. Na obrázku 5.14 lze vidět další nastavení meshe.

Details of "Mesh"	
[-] Display	
Display Style	Body Color
[-] Defaults	
Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	0
Shape Checking	Aggressive Mechanical
Target Quality (Beta)	Program Controlled
Element Midside Nodes	Program Controlled
[-] Sizing	
Size Function	Adaptive
Relevance Center	Fine
<input type="checkbox"/> Element Size	4,0 mm
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	High
Transition	Fast
Span Angle Center	Fine
Automatic Mesh Base...	On
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default
Minimum Edge Length	1,203e-003 mm
+ Inflation	
+ Advanced	
[-] Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	386070
<input type="checkbox"/> Elements	204738
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	2,0303e-002
<input type="checkbox"/> Max	0,99998
<input type="checkbox"/> Average	0,67585
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,17069

Obr. 5.14 Nastavení konečnoprvkové sítě.

Kvalita jednotlivých elementů byla sledována pomocí vestavěného kritéria *Element quality*, které přiřazuje jednotlivým prvkům hodnotu z intervalu 0-1, přičemž 1 je dokonalý prvek a 0 nepoužitelný. Při nejlepším možném nastavení sítě (hardwarová omezení) mělo přibližně 83 % prvků kvalitu lepší než 0,5, což bylo vyhodnoceno jako dostačující.

Sestava byla v prostoru ustavena pomocí vazeb *Remote Displacement*. V horním bodě bylo zamezeno všem posuvům. Ve spodním bodě byl možný pohyb pouze v ose Z, čili nahoru a v bodě připojení tyče řízení byl zamezen pohyb v ose Y, tzn. ve směru k autu.

Šrouby na homí přírubě byly předepnuty silou 11000 N. Šrouby držící brzdový třmen silou 9000 N, šroub držící tyč řízení silou 8000 N a zbylé licované šrouby silou 10500 N. Tato hodnota je odhad používaný v minulých letech pro šrouby, které jsou utahovány bez momentového klíče ale ručně a co nejvíce. Všechny síly předepnutí byly vztaženy k lokálním souřadným systémům s osou Z totožnou s osou šroubu, protože je to pro výpočet stabilnější způsob než definice plochou dřívku šroubu.

Síly byly definovány pomocí funkce *Remote Force*. Pro oba zátěžné stavy byla společná síla 1200 N, která působila na ložiska, její působíště bylo ve středu kola a směřovalo v kladném směru osy Z.

Při analýze „Průjezdu zatáčky“ byla zde navíc definována síla od bočního přetížení 3730 N, která byla aplikována opět na ložiska, její působíště bylo ve styku pneumatiky a vozovky a směřovala v kladném směru osy Y, čili k autu.

Při „Prudkém brždění“ zde působila na místo toho brzdná síla o velikosti 2450 N s působíštěm ve středu kola, aplikovaná na ložiska a směřující proti ose X, tzn. dozadu. Navíc zde působil ještě brzdný moment, který byl aplikován na brzdové destičky, měl velikost 575000 Nmm a působil ve směru kladné osy Y.

Kvůli velké nestabilitě výpočtů byla přidána další nastavení analýzy. V prvním kroku je definován počáteční časový krok 0,1 s. Dále je to nesymetrická *Newton-Raphsonova* metoda, konstantní stabilizace výpočtu s defaultním nastavením, přímý nikoliv iterační řešič, a *weak springs*.

Pro věrohodnost výsledků bylo použito 5% konvergenční kritérium na deformaci těhlice.

Modální analýza byla provedena pouze na samostatné těhlici. Oproti předešlým výpočtům byla navíc definována hustota materiálu 2700 kgm^{-3} . Nastavení meshe bylo obdobné jako u statických analýz.

Únavová analýza byla provedena na základě statických výpočtů pro každý stav zvlášť. Bylo použito Goodmanovo kritérium a míjivý zátěžný cyklus s amplitudou zvětšenou o 50 % oproti statickému výpočtu.

5.3.3 Kritéria hodnocení

U statických výpočtů byla hodnocena celková deformace těhlice a redukované napětí. Jelikož je v sestavě použit zjednodušený model, jsou zanedbány koncentrace napětí na hranách děr, které jsou na součásti srazeny a v místech, kde je ve skutečnosti zaoblení nebo vyhlazení ostřejších přechodů. Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti by měla být alespoň 1,2.

Kritické frekvence pro modální analýzu se odvíjejí od otáček kol. Vzhledem k tomu, že maximální rychlost formule je 115 kmh^{-1} a průměr kola je 470 mm, tak lze maximální frekvence otáčení kol určit dle rovnice 5.26.

$$f_{\max} = \frac{2v}{3,6d} 2\pi = \frac{2 \cdot 115 \text{ kmh}^{-1}}{3,6 \cdot 0,47 \text{ m}} 2\pi = 854 \text{ Hz} \quad (5.26)$$

Kde: f_{\max} maximální frekvence otáčení kola
 v maximální rychlost formule

Vlastní frekvence těhlice tedy nesmí ležet v rozmezí 0-854 Hz.

Kritérium pro únavovou životnost vycházela ze zjednodušené analogie. Jedna z největších akcí Formule Student se každoročně koná v Německu na formulovém okruhu Hockenheimring. Zde postavená trať pro Formuli Student má 1,2 km a 24 zatáček. Pokud by se předpokládalo, že v každé zatáčce nastane jak zátěžný stav „Prudké brždění“, tak „Průjezd zatáčkou“, pak je to 48 zátěžných stavů na 1,2 km. Formulový vůz

za dobu svého používání najezdí zhruba 1000 km. Jednoduchým výpočtem bylo dosaženo přibližné hranice pro únavovou životnost těhlice 40000 cyklů.

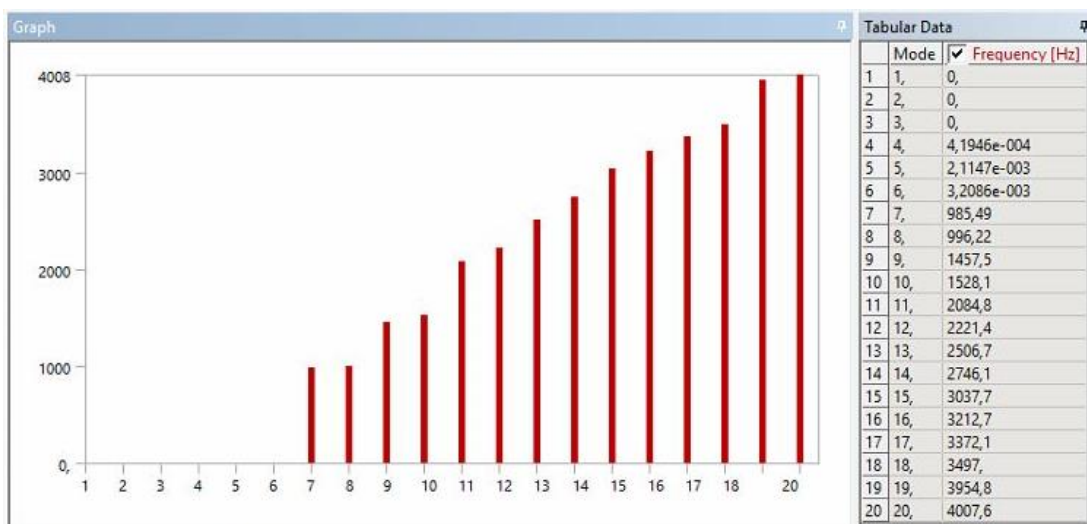
5.3.4 Výsledky MKP analýzy

5.3.4

Maximální deformace těhlice při „Průjezdu zatáčkou“ je 0,19 mm. Maximální redukované napětí mimo výše zmíněné nerelevantní koncentrátoři je přibližně 160 MPa, což dává bezpečnost vůči uvažované mezi kluzu 240 MPa 1,5. Maximální napětí jsou v místech předepnutých šroubových spojů.

Maximální deformace při „Prudkém brždění“ je 0,59 mm. V kontrolních výpočtech během návrhu byla deformace menší, do 0,5 mm. Změna je dána jednak aktualizováním materiálových vlastností z nových testů a jednak chybou v definování materiálu. V původních výpočtech byly podložky na šroubu, který drží tyč řízení, ocelové. Po konzultaci s týmem, bylo ale zjištěno, že tyto podložky jsou hliníkové a ty poskytují šroubu menší oporu a tím menší tuhost. Po důkladné analýze chování při deformaci bylo zjištěno, že velká celková deformace je způsobena právě malou tuhostí v tomto bodě. Ukázala také nepřírozený pohyb brzdového třmene, který je způsoben aplikovaným momentem. Jelikož moment nemá definovanou osu, okolo které by měl působit, otáčí třmenem samotným. To způsobuje velký nárůst napětí okolo míst, kde je třmen připojen. S ohledem na toto zjištění je s rezervou bráno i místo maximálního napětí v místě pod třmenem. Jednak je tam koncentrátor, který není na reálném díle a jednak je tato oblast ovlivněna nereálným zatížením od třmenu. I tak je zde napětí cca 180 MPa, což dává celkovou bezpečnost 1,3.

Při modální analýze bylo vykresleno prvních dvacet vlastních frekvencí (viz obr 5.15). Prvních 6 je nulových nebo blízkých se nule (0,003 Hz). Sedmá frekvence je 985 Hz a další jsou vyšší. Žádná vlastní frekvence se tak nenachází v provozním intervalu těhlice.



Obr. 5.15 Vlastní frekvence těhlice.

Výsledky únavové analýzy jsou obdobné jako statického zatěžování. Těhlice jako celek vydrží požadovaný počet 40000 cyklů. Menší životnost se vyskytla pouze v místech nerelevantních koncentrátorů napětí.

Potřebnou obrazovou dokumentaci k MKP výpočtům je možno nalézt v příloze 1.

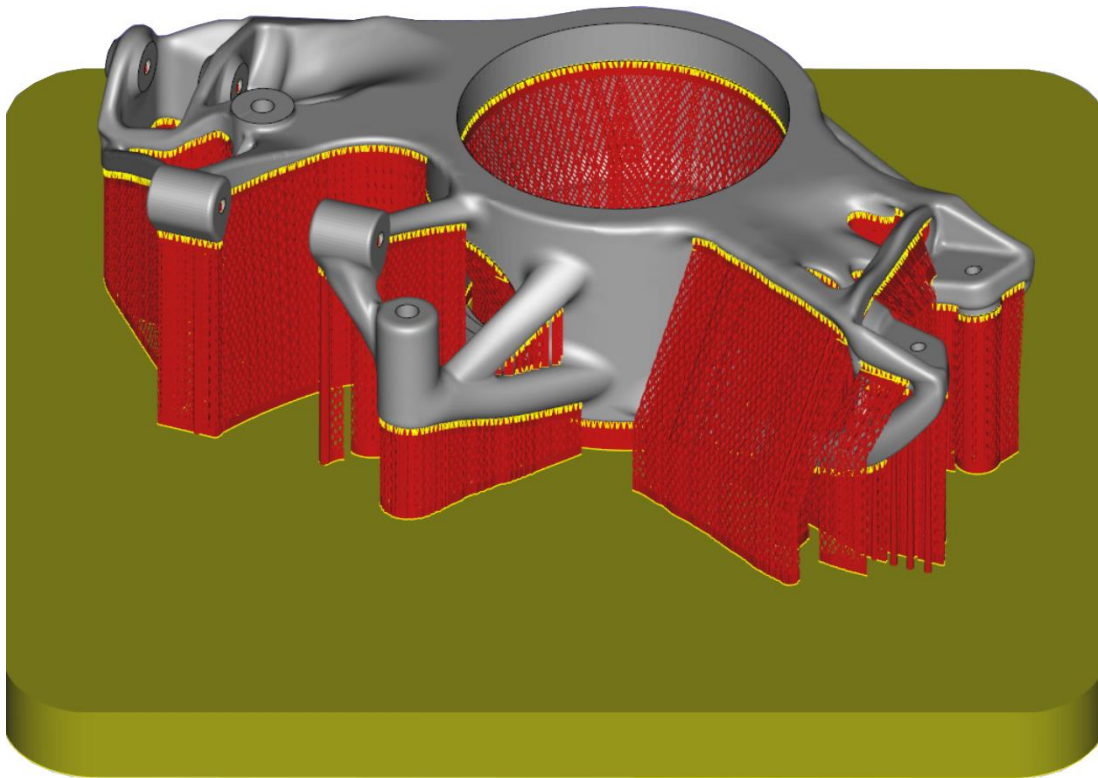
5.4 Výroba prototypového dílu

5.4.1 Preprocessing

Vyhlazený model byl ve formátu STL nahrán do softwaru Magics. To je program specializovaný na přípravu dat pro aditivní kovovou výrobu. Zde byly nejprve opraveny chyby modelu, které vznikly jednak exportem a jednak úpravami v Meshmixeru. Dále byla těhlice ustavena na platformu do pozice vhodné pro výrobu. To je taková poloha, ve které se nikdy v průběhu stavby neobjeví v nové vrstvě najednou velký objem materiálu. Zároveň by stavěná součást neměla být rovnoběžně ani kolmo na břit *recoateru*.

Magics byl použit pro automatické vygenerování podpůrných struktur. Ty se ale nedaly použít bez úprav. Část podpor nebyla relevantní pro stavbu, tzn. součást se v dobré kvalitě postavila i bez nich. Většina podpor byla upravena tak, aby neprotínaly součást. V posledním kroku byly přidány objemové podpory pro lepší odvod tepla z míst s velkým objemem materiálu.

Posledním automatickým krokem bylo vygenerování drah laseru pro jednotlivé vrstvy.



Obr. 5.16 Hotové podpory pro stavbu těhlice.

5.4.2 Stavba

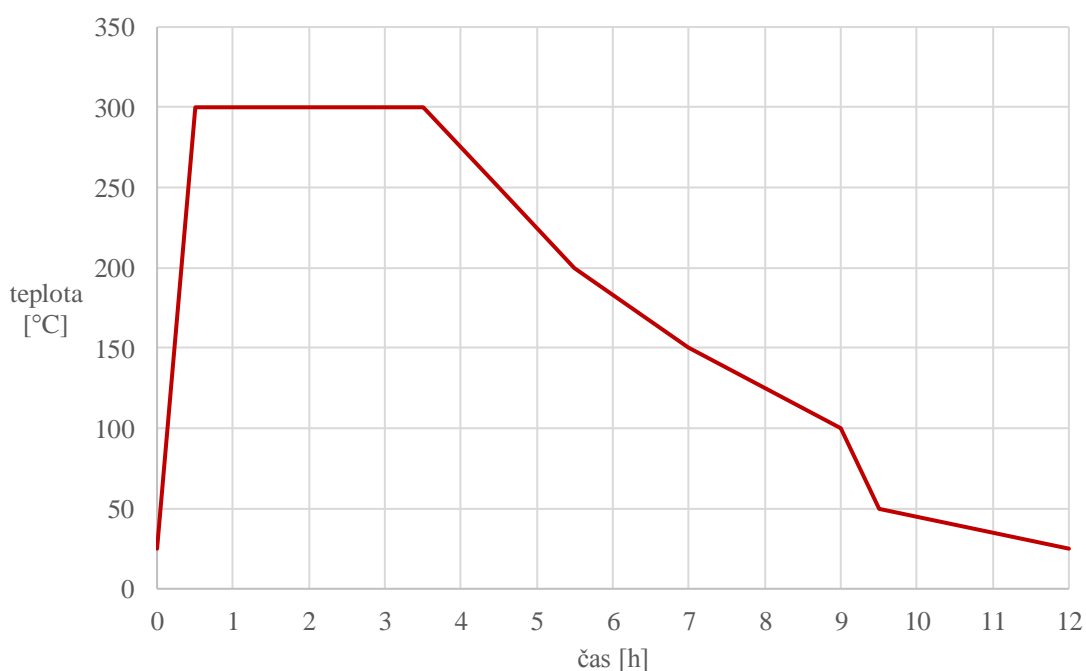
5.4.2

Pro stavbu byly použity parametry uvedené v kapitole 2.3.3. Samotná stavba trvala cca 16 hodin a proběhla bez výrazných problémů i s čtyřikrát přísnějším nastavením kontroly vrstev než je obvyklé. To by mělo zajistit homogenitu materiálu a eliminovat vnitřní defekty.

5.4.3 Postprocessing

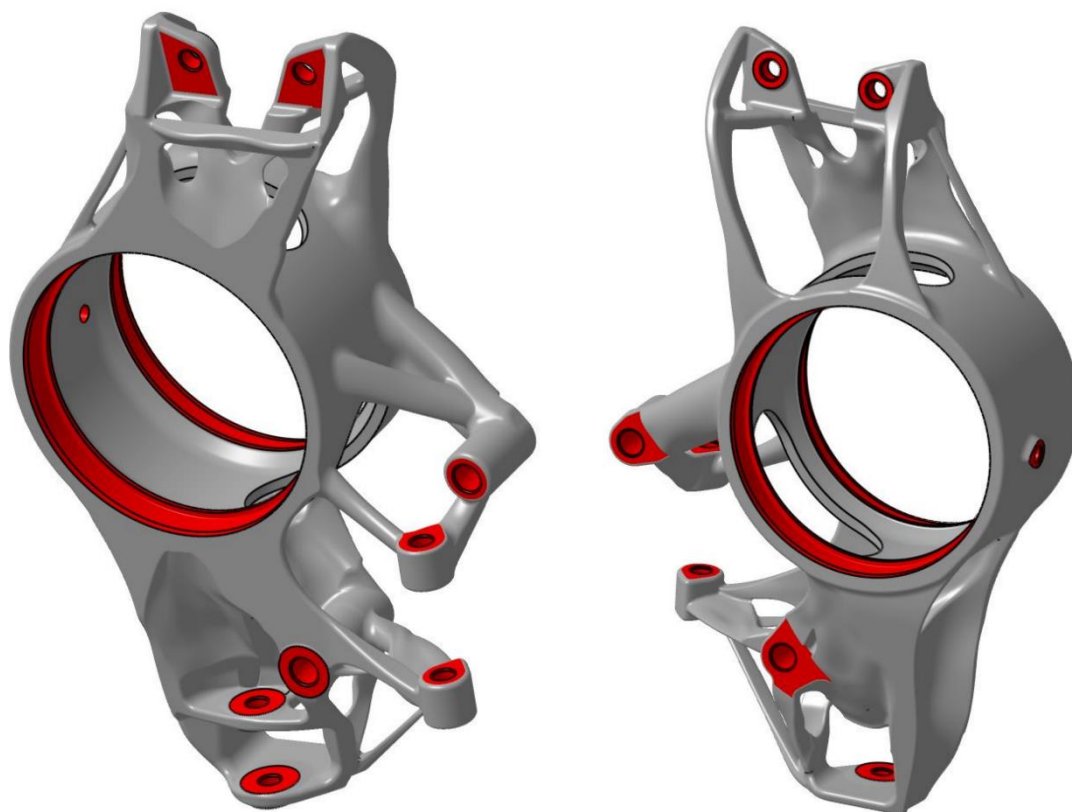
5.4.3

Díl byl po vyjmutí ze stroje očištěn od nezpracovaného prášku, podroben rozměrové kontrole (více v kapitole 5.5.2) a vyžhán. Průběh teplot lze vidět na grafu na obrázku 5.17.



Obr. 5.17 Graf průběhu teplot při žhání.

Po tepelném zpracování byla těhlice odřezána od platformy. Následovalo odstranění podpor, pískování a konečná kontrola pomocí optického skeneru. Funkční plochy znázorněné na obrázku 5.18 červenou barvou byly obrobena ve firmě S&K Tools na CNC stroji.

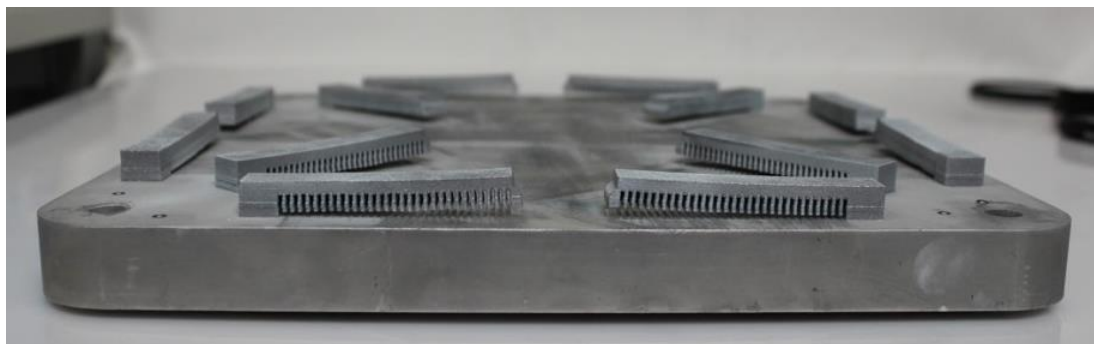


Obr. 5.18 Zvýraznění funkčních ploch, které byly obráběny.

5.4.4 Simulace procesu stavby dílu

Úprava vygenerovaných podpurných struktur a rozmístění objemových podpor je založeno pouze na zkušenostech se stavbou a strojem a není nikterak validováno. Software MSC Simufact Additive nabízí možnost simulovat celý proces aditivní výroby a tím možnost vyzkoušet různé konfigurace podpor a hlavně vidět jejich vliv na stavěný díl. Protože těhlice je velice komplexní součást, byl tento software otestován, aby bylo možno dosáhnout maximální rozměrové přesnosti a kvality dílu.

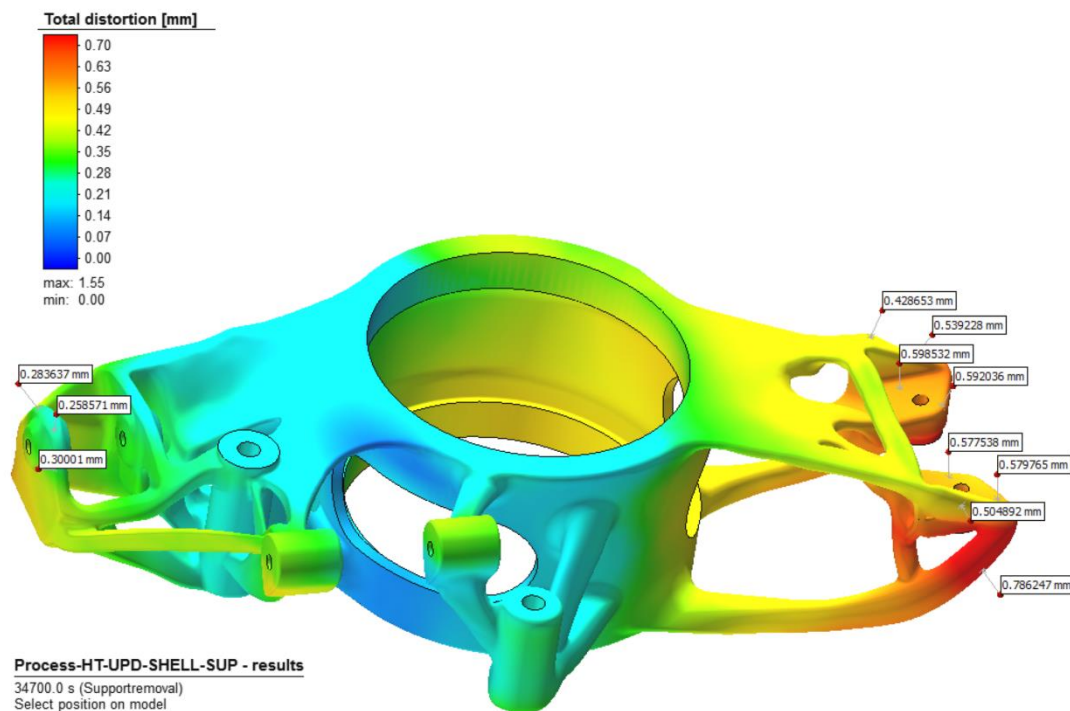
Prvním krokem byla kalibrace softwaru na používaný stroj. To bylo provedeno pomocí stavby kalibračních vzorků (viz obr. 5.19), které se částečně odřízly, byla vyhodnocena jejich deformace a podle nich byla vypočítána přetvoření v jednotlivých směrech.



Obr. 5.19 Vyrobené a částečně odřezané kalibrační vzorky pro jednotlivé směry stavby.

Do Simufactu byl poté importován model těhlice ve formátu STL a samostatně také podpůrné struktury a objemové podpory. Byl nastaven materiál, voxelová a povrchová mesh, tepelné zpracování a směr odřezání od desky.

Výsledkem je vnitřní napětí a deformace dílu v jednotlivých fázích stavby. Konečné deformace (viz obr. 5.20) byly porovnány s daty získanými optickou digitalizací (viz obr. 5.21).



Obr. 5.20 Výsledné deformace pro nejreálnější nastavení simulace.

Jak lze vidět z obrázků, simulace prakticky vůbec neodpovídá vyrobenému dílu. Bylo vyzkoušeno množství různých nastavení výpočtu, ale žádné nevedlo k dobré shodě. Z tohoto důvodu bylo upuštěno od optimalizace podpor pomocí simulace procesu stavby.

5.5 Testování prototypu těhlice

5.5

Protože se jedná o prototyp s využitím nových technologií a na ústavu konstruování nejsou zatím zkušenosti s praktickým použitím takovýchto dílů, je potřeba ověřit správnost všech postupů a verifikovat výpočty.

5.5.1 Metody testování

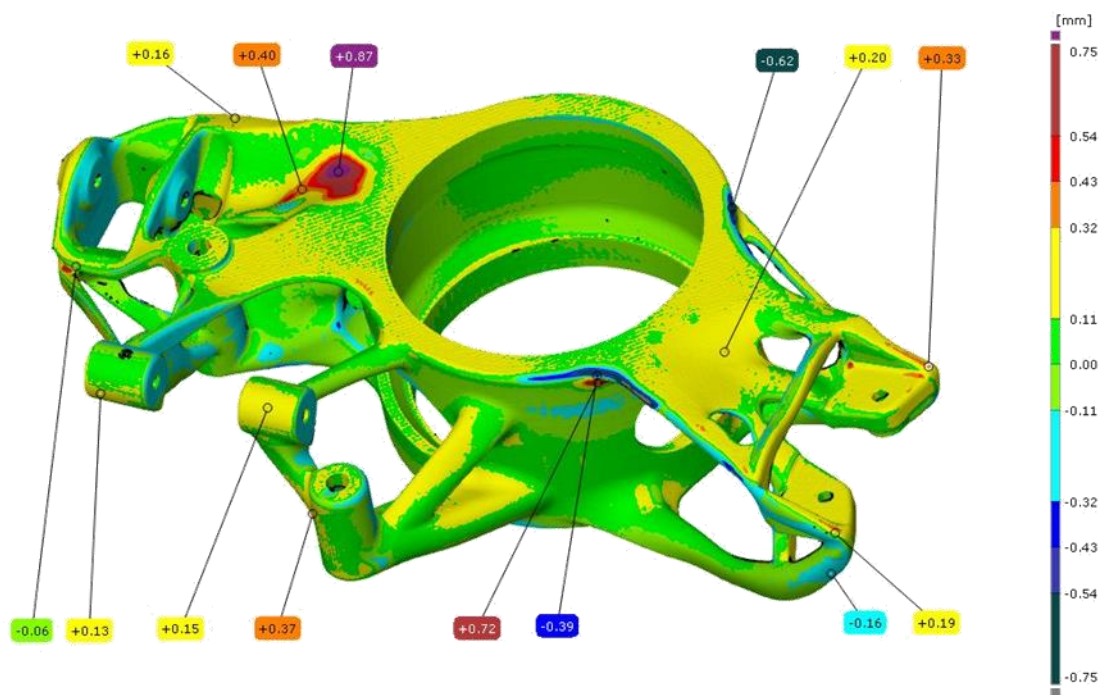
Testována byla rozměrová přesnost výroby pomocí optického 3D skeneru ATOS Triple Scan. Byly validovány MKP výpočty týkající se statického zatížení pomocí fotogrammetrického systému TRITOP a speciálního zatěžovacího přípravku.

5.5.2 Rozměrová kontrola stavby

Pro ověření přesnosti stavby a pro porovnání se simulacemi procesu byla těhlice čtyřikrát skenována. Po vytažení ze stroje, po tepelném zpracování, po odřezání od podložky a po odstranění podpůrných struktur.

Při skenování byly použity kalibrační značky o průměru 1,5 mm. Skener byl osazen optikou s rozlišením 2x 8 MPx a velikostí skenované oblasti v ideální ohniskové vzdálenosti 170 mm. Skeny byly polygonizovány a pomocí lokálního *Best-fitu* v centrální oblasti těhlice zarovnány s CAD modelem ve formátu STEP. Následně byla skenovaná data porovnána i s STL modelem, který byl předlohou pro výrobu.

Na obrázku 5.21 lze vidět, že těhlice dobře odpovídá STL modelu. Největší záporné odchylky na hranách jsou způsobeny příliš velkým broušením při odstraňování podpor. Zvednuté místo uprostřed spodní části těhlice je způsobeno úmyslným zpomalením stavby, kvůli velkým uzavírajícím se plochám materiálu na druhé straně dílu. Ani jedna odchylka ale není z hlediska funkčnosti nebo bezpečnosti významná.



Obr. 5.21 Porovnání dílu a originálních STL dat.

5.5.3 Koncepční návrhy testovacího zařízení

5.5.3

První návrhy počítaly s testováním pomocí pulsátoru. Těhlice by se upnula do speciálního přípravku a byla by zatěžována stejně jako v reálu. Průběh zatížení by byl znám buď z tenzometrických závěsů na formuli nebo ze snímaných přetížení formule. Od tohoto návrhu bylo upuštěno z důvodu komplexního zatížení, které se neodehrává pouze v jedné ose.

Další možností testování bylo použití vibrační plošiny sloužící pro diagnostiku tlumičů a zavěšení vozidel. K tomu by ale byla nutná celá formule a to by nebylo z časových důvodů možné.

Poslední možností byla konstrukce speciálního testovacího zařízení, které by validovalo MKP výpočty pomocí fotogrammetrie, což je metoda určování polohy bodů v prostoru pomocí série fotografií a analýzy obrazu. Tímto zařízením by byla těhlice zatížena stejně jako při výpočtu a porovnávala by se výsledná deformace.

5.5.4 Konstruktivní řešení testovacího zařízení

5.5.4

Požadavky na zařízení byly maximální tuhost, maximální možný prostor pro focení deformací, schopnost zatížit těhlici ve třech směrech, možnost řízeného zatěžování, jednoduchá výroba a nízké náklady.

Základem je svařovaný rám, do kterého je těhlice upnuta. Pomocí páky, která je k těhlici přichycena přes náboj s centrální maticí je zatěžována. Potřebná síla je vyvíjena manuálně utahováním matic na závitových tyčích. Velikost sil je sledována tenzometry.

Konstrukce rámu byla přizpůsobena fotogrammetrickému měření. Na obou stranách byl ponechán volný prostor pro focení. Jsou zde pouze vzpěry nutné pro celkovou tuhost.

Volba profilu byla podložena parametrickou MKP analýzou deformací rámu. Byly sledovány deformace jelek, které jsou nejvíce zatíženy a vybíraly se profily od rozměru 35x35x2 mm až po 60x60x6 mm. Profily s malou šířkou neposkytovaly dostatečnou tuhost. Největší profily neúnosně zvedaly hmotnost celé konstrukce. Jako kompromis byl vybrán čtvercový profil 50x50x3 mm. Maximální deformace byly menší než 0,5 mm a přibližná hmotnost byla 30 kg.

Závitové tyče prochází rámem v horní části a v boční části. Obě místa jsou vyztužena z obou stran pro co největší tuhost konstrukce. Třetí místo pro uchycení závitové tyče je v zadní části rámu. Tam je opěrná stěna z 3 mm plechu, která je vyztužena dvěma žebry pod úhlem 45 °. Tento úhel byl vyhodnocen jako nejlepší z intervalu 20 °-45 °. Také vzdálenost žebrov byla vybrána na základě parametrické MKP analýzy. Pro lepší rozložení zatížení na rám, byly použity rozměrné plechové podložky. Pro jednoduchou obsluhu jsou matice, které slouží k vyvození zatížení opatřeny kulovými podložkami a axiálními ložisky.

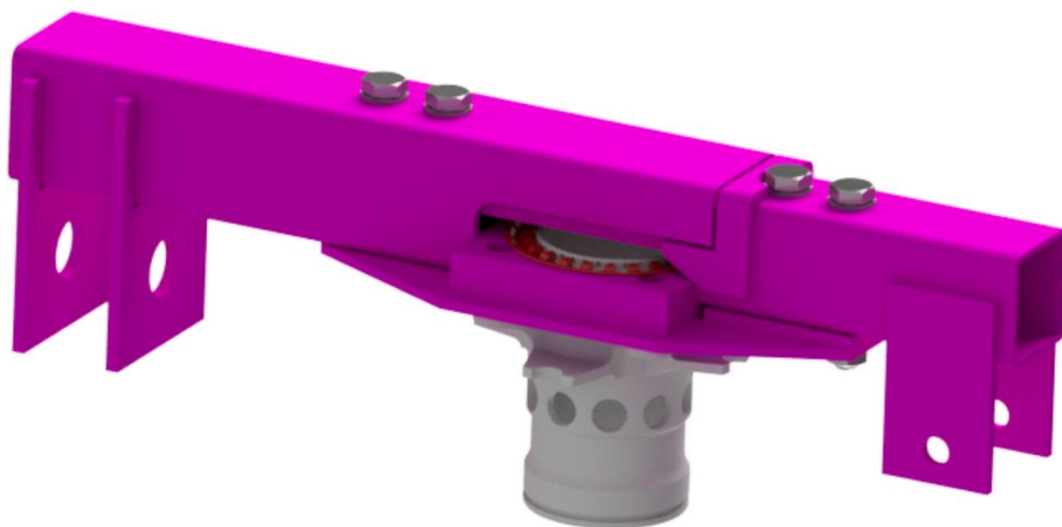


Obr. 5.22 Rám zatěžovacího zařízení.

K zatížení byla navržena páka sestávající ze dvou částí. Spodní část je určena k přišroubování na náboj. Obsahuje díry pro přesné usazení unášecích kolíků a středový otvor pro upevnění na náboj pomocí speciální centrální matice.

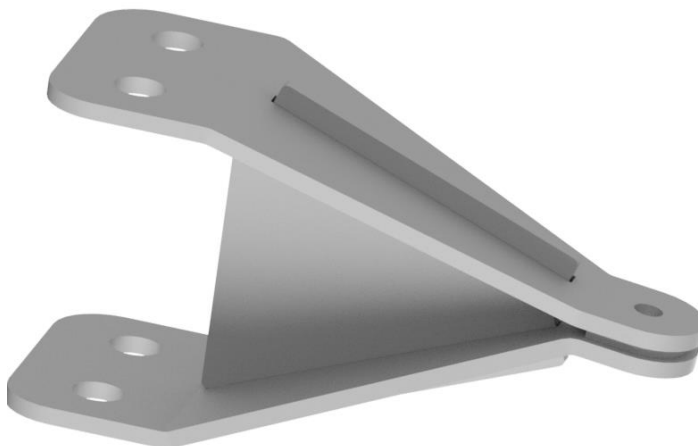
Druhá část byla navržena ze dvou jeleků, které jsou zasunuty do sebe a svařeny. Na koncích jsou oka z ploché oceli. Spodní je v místě styku pneumatiky a vozovky přibližně pod středem kola. Na vzdálenosti horního zatěžovacího bodu a osy kola nezáleží. Byl ale také umístěn nad střed kola.

Páka je spojena 4 šrouby M10.



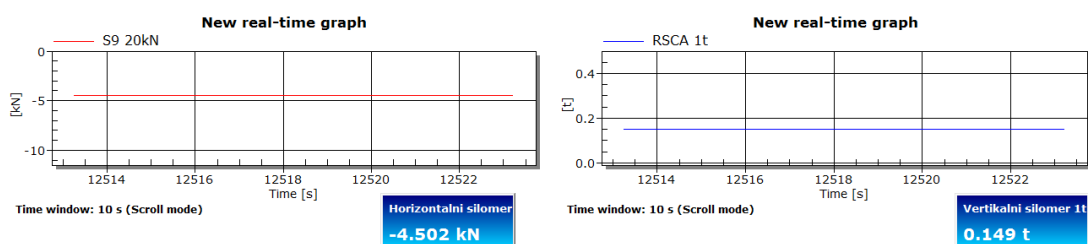
Obr. 5.23 Zatěžovací páka.

Těhlice je na rámu držena třemi svarky profilu I z 3 mm plechu.



Obr. 5.24 Svařovaný přípravek pro uchycení horního bodu těhlice.

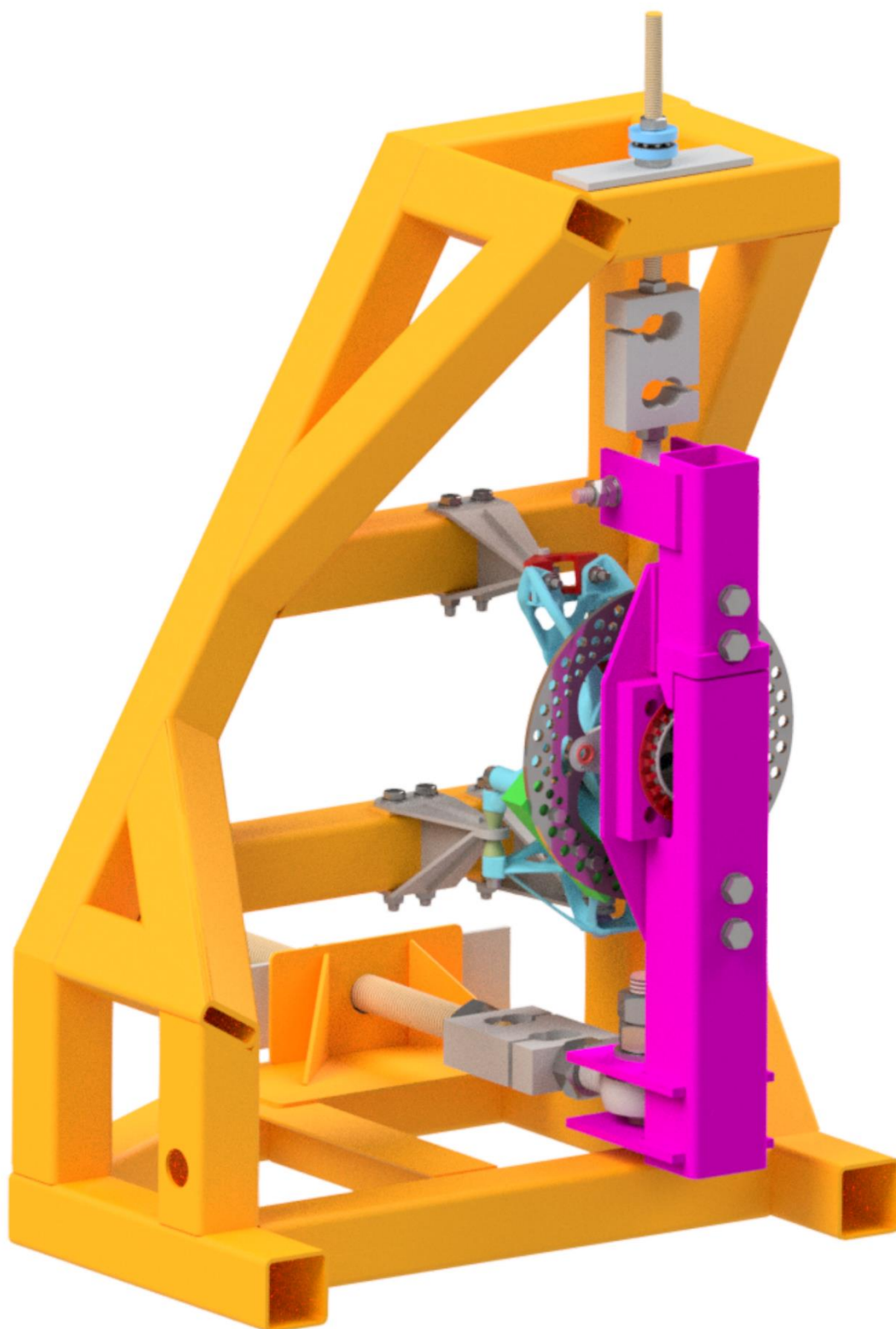
Na zařízení byly použity tenzometry HBM RSCA s maximálním zatížením 10000 N a 20000 N. Signál ze senzorů byl veden do měřicí karty QuantumX MX840B, která byla spojen s počítačem. Zde bylo sledováno zatížení pomocí softwaru CatmanAP.



Obr. 5.25 Sledování zatížení pomocí tenzometrů v programu CatmanAP.

Pro simulování zabrzděného kola byl na náboj připevněn také brzdový kotouč. Třmen by vyžadoval dodatečný zdroj tlaku do hydrauliky pro zabrždění. Proto byl nahrazen ocelovým kvádrem, ke kterému byl brzdový kotouč přišroubován pomocí 4 šroubů M6.

Kompletní testovací zařízení lze vidět na obrázku 5.26.



Obr. 5.26 Testovací zařízení.

5.5.5 Fotogrammetrie

Byla vytvořena scéna pro experiment. Ta obsahovala kalibrované tyče, kříž se souřadným systémem, kříže s kódovanými body, samostatné kódované body a dvě velikosti nekódovaných bodů. Pro účely celé scény byly použity body o průměru 5 mm. Ty byly rozmístěny na rámu a zatěžovací páce. Body o průměru 1,5 mm byly rozmístěny na těhlici a byly hlavním předmětem analýzy.

Vzhledem k relativně malému zkoumanému prostoru ve velké scéně, bylo rozhodnuto o dvojím focení. Nejdříve byla nafocena celá scéna z 360 ° a 3 výškových úrovní. Tím byla ustavena vztažná soustava pro detailní nasnímání těhlice. To bylo provedeno na nové zaostření z větší blízkosti a pouze ze dvou stran, odkud byla těhlice nejlépe vidět. Detail byl focen na minimálně 3 fotky (většinou 4) v každé ze tří výškových úrovní.

Pro účely experimentu bylo zatěžování rozděleno na jednotlivé kroky, které byly samostatně snímány. Vzniklo tak 10 scén. Přehled zatížení v jednotlivých scénách je v tabulce 5.8.

Tab. 5.8 Přehled zatížení v jednotlivých scénách.

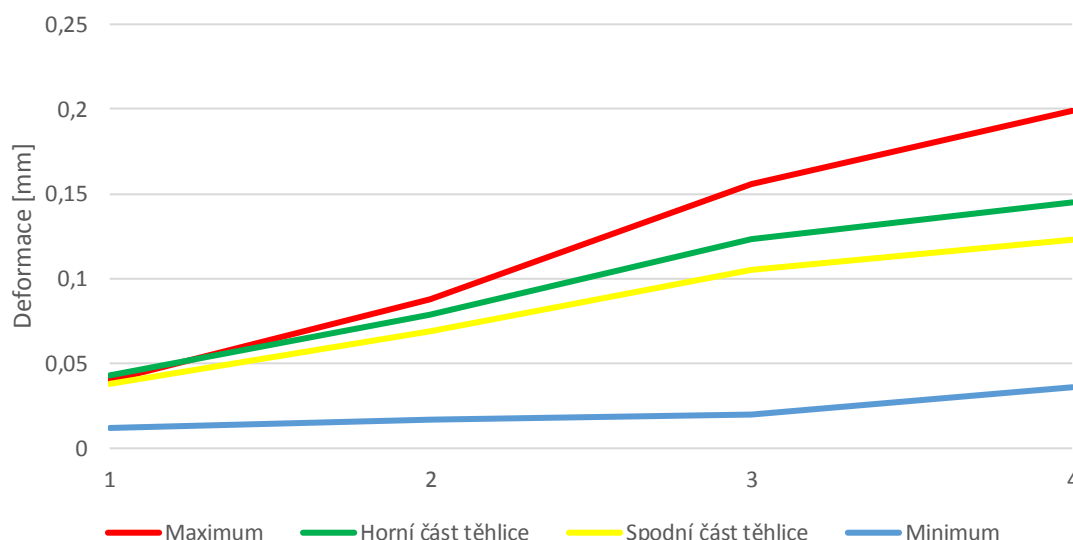
Scéna	Zátěžný stav	Horní tenzometr [N]	Spodní tenzometr [N]
1	Nezatíženo	0	0
2	Váha vozu	1200	0
3	Prudké brždění	1200	1000
4	Prudké brždění	1200	2000
5	Prudké brždění	1200	2500
6	Prudké brždění (1,2x)	1500	3000
7	Průjezd zatáčkou	1200	1200
8	Průjezd zatáčkou	1200	2500
9	Průjezd zatáčkou	1200	3750
10	Průjezd zatáčkou (1,2x)	1500	4500

V posledním kroku každého zatěžného stavu bylo zatížení navýšeno na 1,2 násobek použitého v analýze. Důvodem bylo ověření minimální bezpečnosti 1,2 vůči meznímu stavu pružnosti.

Získaná data byla dále zpracována v softwarech GOM Tritop a GOM Inspect. V prvně jmenovaném byly vypočítány polohy všech rozpoznaných bodů při jednotlivých stavech. Každá scéna byla uložena do samostatného projektu. V programu Inspect byly následně složeny dohromady jednotlivé scény, které na sebe navazovaly. Dále bylo provedeno prvotní ustavení scén. Při něm bylo předpokládáno, že pevná část scény je podlaha a rám. Poté byly porovnány polohy jednotlivých bodů ve scénách vzhledem k referenční scéně, což byla v tomto případě scéna 1, tedy bez zatížení. Toto porovnání ukázalo deformace větší než v MKP simulaci nejméně o 50 %, (v maximech i 400 %) Většina deformací ale měla společný směr. To naznačovalo pohyb součásti jako celku. Proto bylo použito ustavení pomocí tzv. RBMC čili *Rigid Body Motion Compensation*, což je takové ustavení, které kompenzuje pohyb součásti mezi scénami a řeší pouze jeho deformace.

Zátěžný stav „Průjezd zatáčkou“ vykazoval dobrou shodu deformovaného tvaru. Absolutní čísla se ale lišila. Maximální deformace byly v experimentu asi o 10 % menší. V místech mimo maximum byly rozdíly maximálně 30 %. V absolutních číslech to ale znamená rozdíl v řádu jednotek setin milimetru. To je již na hranici přesnosti celého experimentu a také MKP simulace.

Pro ověření linearitu deformací byly na těhlici vybrány 4 referenční body. Bod s maximální a minimální deformací a poté bod v horní části a spodní části těhlice. Deformace těchto bodů v jednotlivých scénách byly vyneseny do grafu na obrázku 5.27.



Obr. 5.27 Graf průběhu deformací v jednotlivých scénách pro „Průjezd zatáčkou“.

Změna sklonu křivky mezi třetí a čtvrtou scénou je dána nelineárním zvýšením zatížení. Při jeho vyvozování byla zjištěna velká provázanost mezi těmito konkrétními směry, kdy nebylo možné zvýšit jedno zatížení nezávisle na druhém. Proto nejsou ani deformace lineární a také každá část těhlice reaguje na změnu jinak.

U „Prudkého brzdění“ a zarovnání pomocí RBMC ale neodpovídá ani povaha deformace. Ta má totiž z důvodu malé tuhosti v bodě připojení tyče řízení (viz kapitola 5.3.4) opravdu charakter velkého posunu celé součásti (konkrétně rotace okolo dvou pevných bodů). Ustavení kompenzující pohyb sledované součásti proto není relevantní pro daný zátěžný stav, protože při tomto namáhání je velká deformace v malé oblasti, která zapříčiní pohyb celé těhlice. Ten je poté programem vyhodnocen jako nechtěný. Proto se zde muselo použít zarovnání podle rámu.

Při tomto zarovnání se již shoduje přibližný celkový tvar deformace, i když se neshoduje poloha maxima ani absolutní hodnoty. Naměřené deformace byly větší až dvojnásobně. Při porovnávání s MKP ale musela být vzata v úvahu celá řada dalších faktorů ovlivňujících měření tohoto zátěžného stavu.

V prvé řadě je to tuhost konzolí sloužících k upevnění těhlice k rámu. Při jejich návrhu byla samozřejmě provedena deformačně pevnostní analýza. Ta ukázala maximální deformace při tomto směru zatížení až 0,2 mm (u spodních dílů), což pokud by se bralo v úvahu pouze maximum pod brzdovým třmenem, znamená cca 25 % měřené deformace.

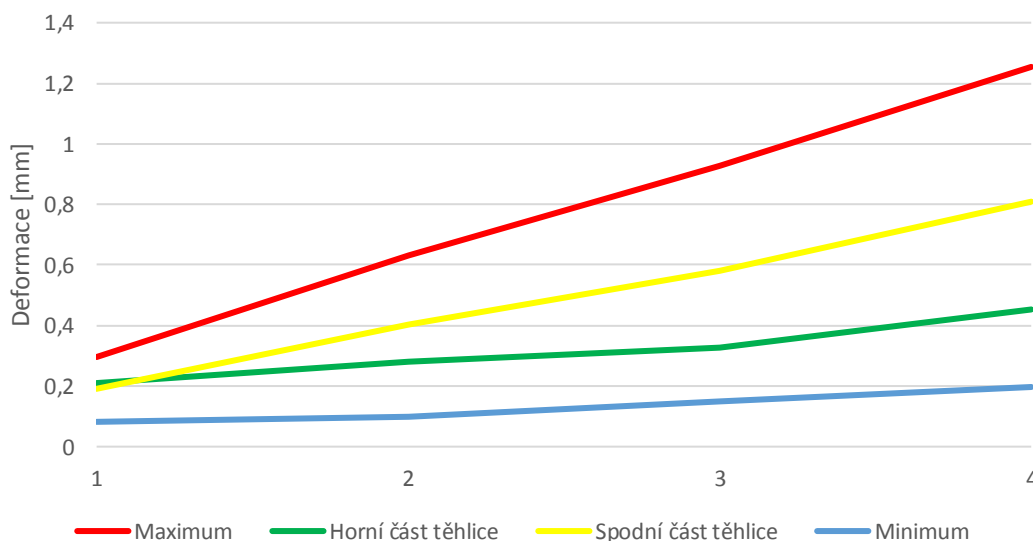
Dalším faktorem je pevnost šroubového spoje, který drží konzole na rámu, a jeho bezpečnost vůči relativnímu pohybu stykových ploch. Jelikož byly ke správnému ustavení polohy těhlice použity plechové podložky mezi konzolí a rámu, je velice pravděpodobné, že zde došlo k velmi malému pohybu. Ale na rameni odpovídajícímu vzdálenosti těhlice od rámu je to již nezanedbatelná hodnota.

Další vlivy ovlivňující srovnání jsou na straně simulace. Již zmiňovaný problematický šroub v místě připojení tyče řízení není lícovaný. Dle tabulek zde byla zvolena vůle 0,4 mm. Protože ale kontakty s vůlí způsobují velkou nestabilitu výpočtů a potíže s konvergencí, byly všechny spoje modelovány jako kontakty bez vůle. To znamená, že ve skutečnosti měl šroub daleko větší možnost deformace než v simulaci.

Poslední a v důsledku nejzávažnější zjištění vyplývající z tohoto porovnání, je velikost aproximace, která je použita při definování zátěžného stavu „Prudké brzdění“ v Ansysu. To je zde rozděleno na brzdnu sílu a brzdový moment. Tyto dvě složky spolu ale nejsou nijak provázány a brzdový moment nemá definovanou osu, okolo které by měl působit, na rozdíl od experimentu. Ten byl bližší realitě z důvodu použití brzdového kotouče a jeho pevného spojení s náhradou třmene. Proto nebylo možné brát ani výsledky výpočtů bez jisté rezervy.

Pokud se sečtou všechny tyto vlivy, tak se deformace v simulaci a experimentu neliší více jak o jednu desetinu, což je při rozsahu deformací cca 10 %.

Pro ověření linearitu deformací těhlice byly opět zvoleny 4 referenční body, stejně jako v prvním případě. Výsledek lze vidět na obrázku 5.28.



Obr. 5.28 Graf průběhu deformací referenčních bodů během zatěžování.

Nelineární změna zatížení zde není tak patrná v deformacích, protože ty jsou tak velké, že je to pouze zanedbatelná odchylka.

Obě porovnání lze najít v obrazové formě v Příloze 2.

6 DISKUZE

Metodika návrhu dílů pomocí topologické optimalizace je známa již dlouho. Sestává se vždy z definice prostoru, kde bude optimalizace probíhat, optimalizačního výpočtu, přemodelování výsledků do parametrického modelu a ověřovacího výpočtu deformací a napětí. V této práci byl poprvé na ústavu konstruování proveden tento postup ve větším rozsahu a na komplexní součásti. Byl odzkoušen na softwarech solidThinking Inspire, Catia, Autodesk Inventor a Ansys Workbench.

Při ladění postupu byla jako zkušební díl použita těhlice pro dva roky starý monopost. Protože vznikala v rámci bakalářské práce, bylo zde dostatečné množství podkladů ke srovnávání. Během tohoto návrhu byly objeveny hlavní slabiny použitých softwarů a možnosti jejich řešení.

Ukázalo se, že Inspire je dosti omezený software pro definování zatížení, ale zároveň velice citlivý na jeho definici. Pokud bylo zatížení definováno zjednodušeně tak jak jsou síly popsány pro jednotlivé zátěžné stavy čili jsou to síly od vozovky a zavěšení je bráno jako vazba, byla do výpočtu vnesena chyba, která vznikla zjednodušením. Proto muselo být zatížení přepočítáno tak, aby kolo, respektive náboj byly pevná vazba a síly musely být aplikovány ze strany zavěšení. Tento přístup eliminoval chyby vnesené zjednodušením. Zároveň bylo zaznamenáno lepší využívání materiálu v místech působení sil než v místech vazeb. Toho bylo s výhodou využito při optimalizaci nové těhlice, kdy v jedné z posledních iterací byl zatěžovací přístup otočen a byla použita zjednodušená varianta, která ale na druhou stranu lépe rozložila materiál ve středu těhlice. Na obrázku 6.1 lze vidět rozdíl ve tvaru těhlic pro Dragon 5 a Dragon 7, který je způsoben hlavně rozdílným způsobem definování zatížení v optimalizaci. Částečně také jiným řešením připojení třmenu. Velikost a působení sil je ale srovnatelné.



Obr. 6.1 Porovnání tvaru těhlice pro Dragon 5 (nahore) a Dragon 7 (dole).

Hlavní část diplomové práce se věnovala návrhu prototypu těhlice pro monopost na sezonu 2017. Ten probíhal společně s vývojem celého podvozku. Tento přístup není ideální. Vzhledem k možným velkým změnám v definování přípojných bodů se totiž může rapidně měnit zadání, což znamená novou optimalizaci a nové modelování. Proto by bylo výhodnější pro příští návrhy, pokud by byl do sestavy podvozku při jeho vývoji umístěn pouze obálkový díl, který je vymodelován parametricky a je jednoduché jej měnit. Pro potřeby vývoje by se mohla definovat maximální hmotnost těhlice, kterou musí poté topologicky optimalizovaný díl dosáhnout. Až by byly pevně dány přípojný body a nebylo by zde riziko jejich změny, tak by mohla proběhnout optimalizace. Pokud by se tomu věnoval zkušený člověk, je možné navrhnout díl dostatečně přesně do dvou týdnů. Pro dotažení do finální varianty hotové pro výrobu je zapotřebí času více, přibližně další dva týdny.

Souběžně probíhal návrh frézovaného dílu a bylo možné srovnání. Předpoklad lepšího rozložení materiálu a tím snížení hmotnosti nebyl zcela potvrzen. Důvodem je použitý materiál pro stavbu dílu. Musela být použita hliníková slitina AlSi10Mg, protože je jediná, která má na zdejších pracovišti dostatečně odladěné a ověřené procesní parametry a zároveň má slušné mechanické vlastnosti. Nedají se ovšem srovnávat s vysokopevnostními slitinami, EN AW 7022 a EN AW 7075, které jsou používány pro frézované těhlice. Podařilo se tedy pouze dosáhnout stejné hmotnosti topologicky optimalizované těhlice a frézované, což ale ukazuje na faktické lepší využití materiálu, protože se zde nesmí vyskytovat velikosti napětí, které u frézovaných dílů nečiní problém. Oblasti, které nemohly být zkontrolovány byly navíc navrženy s dostatečnou bezpečností. To se týká hlavně středové části, kde nebylo v MKP simulaci aplikováno nalisování ložisek. Při srovnání frézované a optimalizované těhlice je zde rozdíl ve vnějším průměru 3 mm, což by byla další úspora materiálu minimálně 40 g.

Výroba byla bezproblémová a její kvalita byla ověřena pomocí optické digitalizace. Ta ukázala maximální odchylky do 0,5 mm, což je vzhledem k tomu, že funkční plochy byly následně obráběny, dostatečná přesnost.

Aby byly úplně eliminovány odchylky při stavbě, byla vyzkoušena simulace procesu stavby pomocí softwaru Simufact Additive. Díky němu měl být optimalizován návrh podpůrných struktur tak, aby se minimalizovaly deformace při stavbě. Bohužel se nepovedlo dosáhnout validace výpočtů pomocí naskenovaných dat reálného dílu a bylo od optimalizace podpor upuštěno. Protože je ale v této oblasti velký potenciál, pracuje se v současné době na tom, aby bylo možné tento software využívat.

Jelikož se jedná o prototyp a úplně nový a zde zatím nepoužitý přístup ke konstrukci těhlic, musela být ověřena její funkčnost a validovány simulace.

K tomuto účelu bylo zkonstruováno speciální zatěžovací zařízení, které simuluje zatěžné stavy, kontrolované v MKP. Ve stavu „Průjezd zatáčkou“ jsou síly aplikovány stejně jako v MKP analýze ale při „Prudkém brždění“ se liší. Z důvodu univerzálnosti zařízení a větší shody s realitou byl stav „Prudké brždění“ simulován brzdou silou v místě kontaktu kola a vozovky a působení brzdného momentu bylo vyvozeno pevným uchycením brzdového kotouče k těhlici v místě třmenu.

Po vyhodnocení výsledků z experimentu, kdy byla těhlice zatěžována a byly měřeny deformace se ukázalo, že „Průjezd zatáčkou“ vykazuje velice dobrou shodu s MKP simulací. Vzhledem k velikosti deformací, které byly do 0,2 mm, byly odchylky měření od simulace sice relativně velké (až 30 %), ale v absolutních hodnotách jsou v řádu setin milimetru, což je na hranici přesnosti měření a jsou s velkou pravděpodobností způsobeny nepřesnostmi ve výpočtu středu bodů.

Na druhou stranu „Prudké brždění“ vykazovalo sice dobrou shodu v tvaru deformace, ale v absolutních hodnotách byly na většině míst deformace téměř dvojnásobné. Po hlubším prostudování výsledků jak experimentu, tak MKP simulace bylo objeveno několik důvodů, které způsobily takovou radikální odchylku. Na straně experimentu je to tuhost konzol držících těhlic, které se deformují spolu s ní. Tato deformace činila zhruba 25 % celkově naměřené. Druhý problém s konzolami je jejich připevnění k rámu, které mohlo zapříčinit jejich zanedbatelné posunutí v místě šroubového spoje. To se ovšem na rameni, které je definováno délkou konzol, projevilo jako větší deformace.

Druhou oblastí, je problém v geometrii samotné těhlice, kde se projevila nezkušenost s takovými návrhy. Pro připojení tyče řízení je použit zbytečně dlouhý šroub, respektive je zde zbytečně velká mezera pro tyč řízení, která nemá tak velký rozsah pohybu. Dále zde byly původně předpokládány ocelové podložky, které poskytují oporu šroubu. V poslední fázi návrhu se zjistilo, že tyto podložky nejsou ocelové ale hliníkové, což snížilo tuhost celého spojení. Posledním důvodem je díra pro šroub, která je navržena podle tabulek, ale není vhodná pro toto použití, protože poskytuje velký prostor pro deformaci šroubu. Tuto skutečnost neodhalila ani MKP analýza, protože tam byly kvůli problémům s konvergencí nastaveny všechny kontakty bez vůle.

Poslední odchylkou mezi měřením a simulací je vyvození brzdného momentu, které není stejné a ukázalo se, že tak jak je definováno v Ansysu neodpovídá úplně přesně skutečnosti. Pro návrh frézovaných těhlic je postačující, protože ty jsou vždy navrhovány s dostatečnou bezpečností. Ale pro topologicky optimalizovanou těhlici s využitím méně pevného materiálu by bylo vhodnější zamyslet se nad jiným definováním tohoto zátěžného stavu.

Navzdory výše zmíněným problémům a nepřesnostem se zde ale musí konstatovat, že těhlice vydržela vypočítané zatížení i jeho 1,2 násobek. V tomto směru tedy byla potvrzena její funkčnost a minimální bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti.

7 ZÁVĚR

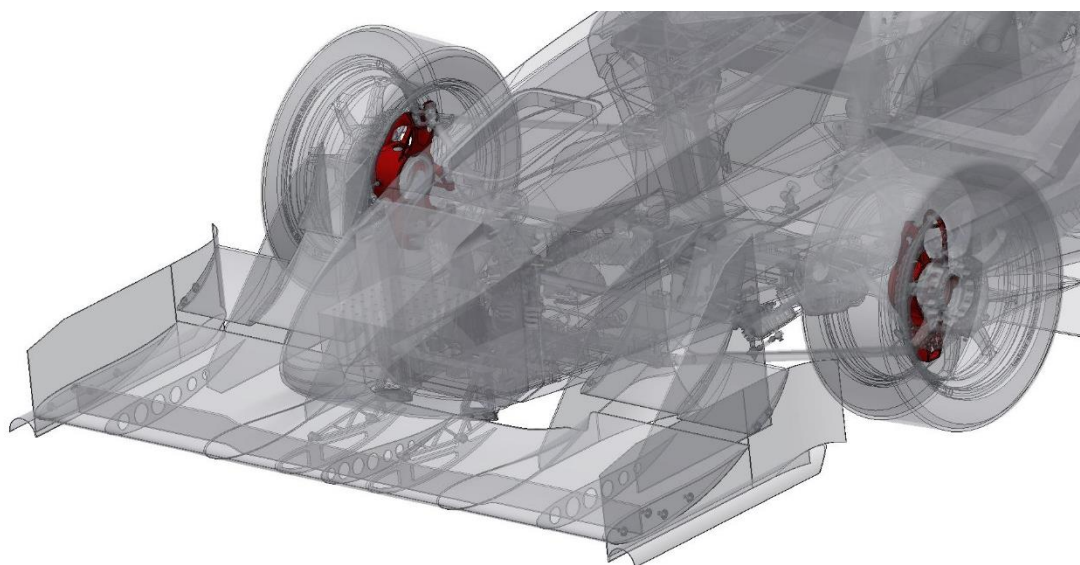
7

Tato diplomová práce si dala za cíl přiblížit zdejší výzkumné centrum kovového 3D tisku špičkovým západním univerzitám a firmám. Prostředkem k tomu měla být spolupráce s formulovým týmem a výroba předních těhlic na monopost pro sezonu 2017. Je to klasický díl, na kterém jednotlivá pracoviště demonstrují svůj potenciál, ať již v oblasti implementace moderních návrhových prostředků jako je topologická optimalizace nebo své možnosti v oblasti aditivní výroby.

První část práce obsahuje rešerši v oblasti navrhování těhlic pro vozy Formule Student, aditivní výroby hliníkové slitiny AlSi10Mg a možností topologické optimalizace. Cílem bylo použít získané poznatky k návrhu, výrobě a ověření prototypu těhlice. Byla vytvořena metodika práce a odladěna na alternativním díle pro monopost z roku 2015. Výsledky ukázaly potenciál zvoleného postupu a zároveň poukázaly na hlavní hendikep, kterým je použitý materiál, hliníková slitina AlSi10Mg. Ta má totiž poloviční pevnost oproti tradičně používaným vysokopevnostním hliníkovým slitinám EN AW 7022 nebo EN AW 7075.

Díl byl navržen společně s celým podvozkem nového vozu. Paralelně probíhal návrh alternativní frézované těhlice zkušeným konstruktérem. Vznikla zde tak ideální možnost porovnání s dílem navrženým klasickým způsobem. Shodou okolností váží obě těhlice stejně, tedy 485 g a dle MKP mají srovnatelné deformace. Ale na rozdíl od frézovaného dílu, jehož váha je na hranici technologických možností, topologicky optimalizovaný díl má potenciál jít na mnohem nižší hmotnost i hodnoty deformací díky efektivnějšímu využití materiálu. Ke snížení hmotnosti by přispěla také možnost použití nějaké vysokopevnostní hliníkové slitiny, nebo slitiny titanu.

Těhlice byla podrobena testům, které ověřily její rozměrovou přesnost a shodu s CAD daty. Pomocí MKP analýzy bylo předpovězeno její chování v provozu v jednotlivých zátěžných stavech, které mohou nastat a proběhla validace výpočtů pomocí fotogrammetrického měření při reálném experimentu. Ten sice ukázal další místa pro zlepšení návrhu těhlice, ale prototyp vydržel i zatížení o 20 % větší, než použité v analýze a při návrhu. Potvrdila se tak jeho funkčnost a minimální bezpečnost vůči mezínímu stavu pružnosti.



Obr. 7.1 Topologicky optimalizované těhlice vložené v sestavě formule Dragon 7.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] *solidThinking Inspire for Design Optimization & Analysis*, [online], [cit. 2017-04-08], Dostupné z: <<http://web2.altairhyperworks.com/fall2016-edu-inspire-webinar>>
- [2] *TU Brno Racing Team*, [online], [cit. 2016-04-28], Dostupné z: <<http://www.tu-brnoracing.cz/cs/>>.
- [3] VYMAZAL, R. *Těhlice vozu kategorie Formule SAE*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 110 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.
- [4] FEJFAR, M. *Konstrukce zavěšení předního kola závodního vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 126 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [5] OKÁNÍK, F. *Úprava zavěšení zadního kola formulového vozu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 74 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [6] BAXANT, R. *Návrh uložení předního kola závodního vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 62 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Ramík.
- [7] *UPBRACING TEAM e.V.* [online], [cit. 2016-04-28], Dostupné z: <<https://formulastudent.uni-paderborn.de/index.php/en/racecars/px215-en>>.
- [8] *TUG Racing*, [online], [cit. 2016-04-28], Dostupné z: <<http://racing.tugraz.at/en/boliden/tankia-2013/>>.
- [9] *3D printed titanium components for Sheffield Formula Racing*, [online], [cit. 2017-04-09], Dostupné z: <<http://www.mercurycentre.org/latest/2015/3d-printed-titanium-components-for-sheffield-formula-racing>>
- [10] *Monash Motorsport*, [online], 2014, [cit. 2016-04-28], Dostupné z: <<http://www.monashmotorsport.com/3d-printed-titanium-hubs-and-uprights/>>.
- [11] *facebook.com*, [online], [cit. 2016-05-01] Dostupné z: <<https://www.facebook.com/>>.
- [12] *Automotive: Formula Student Germany – EOS supports racing team by producing a topology-optimized steering stub axle*, [online], [cit. 2017-04-09], Dostupné z: <https://www.eos.info/press/customer_case_studies/rennteam_uni_stuttgart>.
- [13] *Renishaw*, [online], [cit. 2017-04-09], Dostupné z: <<http://www.renishaw.com/en/products--32460>>.

- [14] ENGEL, Carsten. *Selective Laser Melting versus Electron Beam Melting*, [on-line], [cit. 2017-16-4], Dostupné z: <<https://www.slideshare.net/carstenengel/selective-laser-melting-versus-electron-beam-melting>>.
- [15] ABOULKHAIR, N., et al. Reducing porosity in AlSi10Mg parts processed by selective laser melting. *Additive Manufacturing*. Elsevier B.V., 2014, vol. 1-4, s. 77-86. DOI: 10.1016/j.addma.2014.08.001. ISSN 2214-8604.
- [16] KEMPEN, K., et al. Microstructural analysis and process optimization for Selective Laser Melting of AlSi10Mg. In *Solid Freeform Fabrication Symposium Proceedings*. Solid Freeform Fabrication Symposium edition: 22, Austin, Texas, USA, 8-10 August 2011.
- [17] ABOULKHAIR, N., et al. Reducing porosity in AlSi10Mg parts processed by selective laser melting. *Additive Manufacturing*. Elsevier B.V., 2014, vol. 1-4, s. 77-86. DOI: 10.1016/j.addma.2014.08.001. ISSN 2214-8604.
- [18] KEMPEN, K., et al. Mechanical Properties of AlSi10Mg Produced by Selective Laser Melting. *Physics Procedia*. Elsevier B.V., 2012, vol. 39, s. 439-446. DOI: 10.1016/j.phpro.2012.10.059. ISSN 1875-3892.
- [19] ABOULKHAIR, N., et al. On the Precipitation Hardening of Selective Laser Melted AlSi10Mg. *Metallurgical and Materials Transactions A*. New York: Springer US, 2015, vol. 46, iss. 8. s. 3337-3341. DOI: 10.1007/s11661-015-2980-7. ISSN 1073-5623.
- [20] ROSENTHAL, I., et al. Post-processing of AM-SLM AlSi10Mg specimen: mechanical properties and fracture behaviour. *Annals of the University „Dunrea de Jos“ of Galati: Fascicle XII, Welding Equipment & Technology*. Galati University Press, 2015, vol. 26, s. 33-38. ISSN 1221-4639.
- [21] BUCHBINDER, D., et al. *Generative fertigung von Aluminiumbauteilen für die Serienproduktion*. Fraunhofer ILT, 2010, 143 s.
- [22] BRANDL, E., et al. Additive manufactured AlSi10Mg samples using Selective Laser Melting (SLM): Microstructure, high cycle fatigue, and fracture behavior. *Materials and design*. Fraunhofer ePrints, 2012, vol. 34, s. 159-169. DOI: 10.1016/j.matdes.2011.07.067. ISSN 0264-1275.
- [23] ROZVANY, G. I. N., A critical review of established methods of structural topology optimization. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 2009, vol. 37, iss. 3, s. 217-237. DOI: 10.1007/s00158-007-0217-0. ISSN 1615-1488.
- [24] ADAM, G. A. O., ZIMMER, D. On design for additive manufacturing: evaluating geometrical limitations. *Rapid prototyping Journal*. Emerald Group Publishing Limited, 2014, vol. 21, iss. 6, s. 662-670. DOI: 10.1108/RPJ-06-2013-0060. ISSN 1355-2546.

- [25] BRACKETT, D., ASHCROFT, I., HAGUE, R. Topology optimization for additive manufacturing. In *Solid Freeform Fabrication Symposium Proceedings, Solid Freeform Fabrication Symposium edition: 22, Austin, Texas, USA, 8-10 August 2011*.
- [26] KOPŘIVA, L. *Optimalizace žebra v křídle letounu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 55 s. Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
- [27] AARON STEVENSON'S CORNERSPEED, *Safety-Wire – Basics*, [online], [cit. 2017-3-5], Dostupné z: <<https://www.cornerspeed.net/2014/bikeprep.php>>
- [28] BLAU, P. J. *ASM Handbook, Volume 18 – Friction, Lubrication and Wear Technology*. 2. vyd. Metals Park: ASM International, 1992. 942 s. ISBN 0-87170-380-7

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN**9**

a_B	[G]	maximální zpomalení
a_C	[G]	maximální boční přetížení
a_x, a_y, a_z	[m]	souřadnice bodu A vzhledem ke středu kola
b_x, b_y, b_z	[m]	souřadnice bodu B vzhledem ke středu kola
c_x, c_y, c_z	[m]	souřadnice bodu C vzhledem ke středu kola
d	[m]	průměr kola
F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Az}	[N]	reakce v bodě A (horní bod)
F_B'	[N]	celková maximální brzdná síla
F_B	[N]	brzdná síla na přední nápravě
F_{Bx}, F_{By}	[N]	reakce v bodě B (spodní bod)
F_C	[N]	dostředivá síla
F_{Cy}	[N]	reakce v bodě C (bod řízení)
F_G	[N]	tíhová síla
f_{\max}	[Hz]	maximální frekvence otáčení kola
F_X, F_Y, F_Z	[N]	síla rovnoběžná s osou X, Y, Z
g	[ms ⁻²]	tíhové zrychlení
l	[m]	rozvor náprav
m	[kg]	hmotnost vozu
M_{Ax}, M_{Ay}, M_{Az}	[Nm]	moment k bodu A
M_B	[Nmm]	brzdný moment
v	[ms ⁻¹]	maximální rychlost formule
x_F	[-]	poměr hmotnosti vozu na přední nápravě
$X'; Y'; Z'$	[mm]	souřadnice zarovnané na souřadný systém modeláře
$X_G; Y_G; Z_G$	[mm]	souřadnice v globálním souřadném systému přední nápravy
$X_L; Y_L; Z_L$	[mm]	souřadnice v lokálním souřadném systému pravého předního kola
z_T	[m]	výška těžiště
χ	[-]	relativní výšková polohu těžiště

3D	tří dimenzionální
ASM	American Society for Metals
CAD	Computer Aided Design
CNC	Computer Numerical Control
D1 – D7	Dragon 1 – Dragon 7
DMLS	Direct Metal Laser Sintering
EBM	Electron Beam Melting
ESO	Evolutionary Structural Optimization
HIP	High Isostatic Pressure
MBS	Multi-Body Software
MKP	Metoda konečných prvků
polyNURBS	poly Non Uniform Rational B-Spline
RBMC	Rigid Body Motion Compensation
SERA	Sequential Element Rejections and Admissions
SHT	Solution heat treatment
SIMP	Solid Isotropic Microstructure with Penalization
SLM	Selective Laser Melting
STEP	Standard for the Exchange of Product Model Data
STL	Stereolithography
T6	tepelné zpracování hliníku

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1.1 Ilustrace procesu topologické optimalizace [1, upraveno].	13
Obr. 2.1 Čtvrtá evoluce brněnského monopostu Dragon [2].	14
Obr. 2.2 Rozklad sil v místě styku pravé pneumatiky a vozovky použitý v práci Vymazala [3]. Vzhledem k hnací síle je to rozklad pro zadní kolo.	15
Obr. 2.3 a) Cáchy, SLM, hliník (foto: doc. Ing. Koutný, Ph.D.) b) Gratz, EBM, titan [11] c) Stuttgart, DMLS [12] d) Sheffield, EBM, titan [9] e-g) Paderborn, SLM, hliník (evoluce v letech 2014-2016) [11] h) Melbourne, EBM, titan [11] i) Stuttgart, laser melting, titan [13] j) Stuttgart, DMLS, hliník [11].	17
Obr. 2.4 Schéma principu stavby pomocí Selective Laser Melting [14, upraveno].	19
Obr. 2.5 Závislost relativní hustoty na scanovací rychlosti a výkonu laseru. V detailu je zjemněno dělení pro přesnější určení optimálních parametrů [16].	20
Obr. 2.6 Snímky z mikroskopu ukazují závislost porosity na scanovací rychlosti a rozdílné scanovací strategii [17].	21
Obr. 2.7 a) Výsledky tahové zkoušky. Porovnání směrů stavby a odlévaného vzorku b) Výsledky zkoušky rázem v ohybu dle Charpyho. Stejně srovnání [18].	22
Obr. 2.8 Různá orientace vzorků při stavbě [18].	22
Obr. 2.9 Závislost mikrotvrdosti měřené dle Vickerse na délce tepelného zpracování v hodinách. První vzorek je bez zpracování a jeho tvrdost je největší [19].	23
Obr. 2.10 Průběh tlaků a teplot při použitém tepelném zpracování [20].	23
Obr. 2.11 Vzorky pro tahovou zkoušku s různou orientací stavby a) 0° b) 45° c) 90° [22].	24
Obr. 2.12 Maximální dosažené meze kluzu a pevnosti a tažnost v závislosti n na orientaci stavby [21].	24
Obr. 2.13 Wöhlerovy křivky pro různý předehřev a různou orientaci [22].	25
Obr. 2.14 Příklady iterací topologické optimalizace a lokalizace ploch, které budou potřebovat podpory [25].	27
Obr. 2.15 Různá hustota materiálu jako výstup topologické optimalizace nahrazená prutovou strukturou s pruty různého průměru [25].	28
Obr. 4.1 Obálkový díl ve formě sestavy. Hnědá část bude optimalizována, šedé části musí zůstat i na optimalizovaném dílu.	31
Obr. 4.2 Plocha vytvořená z jednotlivých náčrtů. Správným rozdělením tvarových prvků na plochy, lze získat požadovaný tvar.	32
Obr. 4.3 a) obálka b) verze 1 c) verze 2 d) verze 3 e, f) finální verze, červeně plochy pro obrobení.	35
Obr. 4.4 a) Druhá iterace první verze těhlice na D7 b) Třetí verze těhlice již s částečným zaoblením.	36
Obr. 5.1 Bezpečnostní zadrátkování šroubů [27].	37
Obr. 5.2 Obálkový díl pro finální verzi těhlice.	39

Obr. 5.3 Schéma silového působení na těhlici.	41
Obr. 5.4 Souřadnice bodů uchycení použité při výpočtu reakcí.	42
Obr. 5.5 a) Síly a vazby b) nastavení kontaktů (červeně - <i>bonded</i> , zeleně - <i>contacting</i>).	44
Obr. 5.6 První iterace finální verze těhlice.	44
Obr. 5.7 Druhá iterace finální verze těhlice.	45
Obr. 5.8 a) Standartní aplikace zatížení b) Alternativní způsob zatěžování pro lepší výsledky v centrální části.	46
Obr. 5.9 Třetí iterace finální verze těhlice.	46
Obr. 5.10 Pátá iterace finální verze těhlice.	47
Obr. 5.11 Konečná podoba těhlice pro Dragon 7.	47
Obr. 5.12 Výsledná sestava těhlice s nábojem.	48
Obr. 5.13 Zjednodušená sestava pro MKP výpočty.	49
Obr. 5.14 Nastavení konečnoprvkové sítě.	51
Obr. 5.15 Vlastní frekvence těhlice.	53
Obr. 5.16 Hotové podpory pro stavbu těhlice.	54
Obr. 5.17 Graf průběhu teplot při žihání.	55
Obr. 5.18 Zvýraznění funkčních ploch, které byly obráběny.	56
Obr. 5.19 Vyrobené a částečně odřezané kalibrační vzorky pro jednotlivé směry stavby.	56
Obr. 5.20 Výsledné deformace pro nejreálnější nastavení simulace.	57
Obr. 5.21 Porovnání dílu a originálních STL dat.	58
Obr. 5.22 Rám zatěžovacího zařízení.	60
Obr. 5.23 Zatěžovací páka.	60
Obr. 5.24 Svařovaný přípravek pro uchycení horního bodu těhlice.	61
Obr. 5.25 Sledování zatížení pomocí tenzometrů v programu CatmanAP.	61
Obr. 5.26 Testovací zařízení.	62
Obr. 5.27 Graf průběhu deformací v jednotlivých scénách pro „Průjezd zatáčkou“.	64
Obr. 5.28 Graf průběhu deformací referenčních bodů během zatěžování.	65
Obr. 6.1 Porovnání tvaru těhlice pro Dragon 5 (nahore) a Dragon 7 (dole).	66
Obr. 7.1 Topologicky optimalizované těhlice vložené v sestavě formule Dragon 7.	69

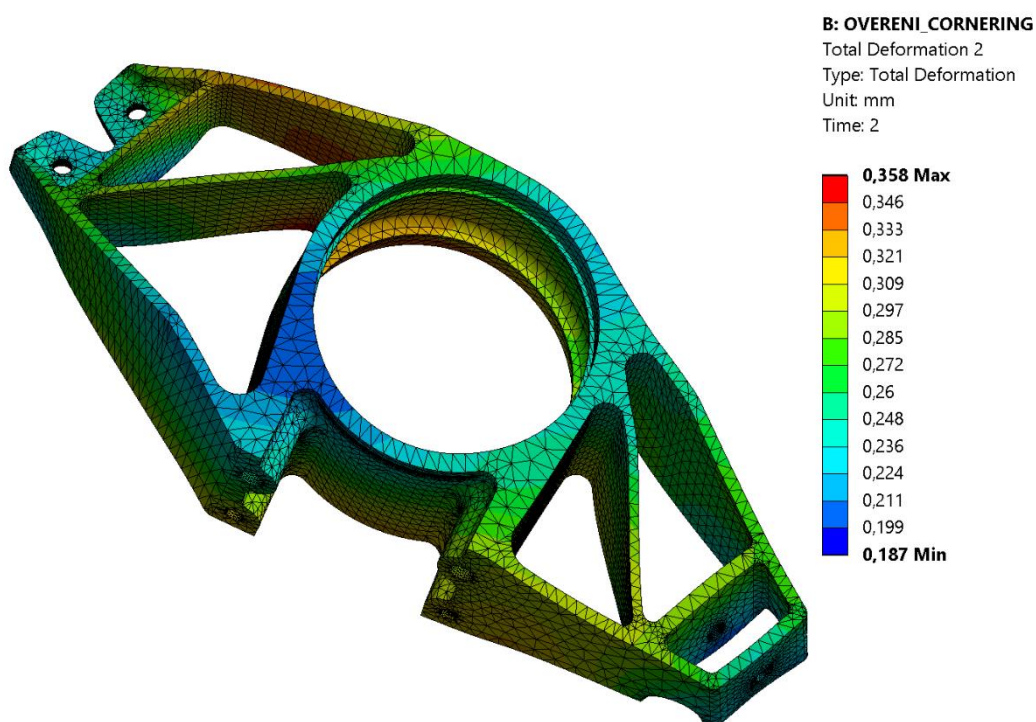
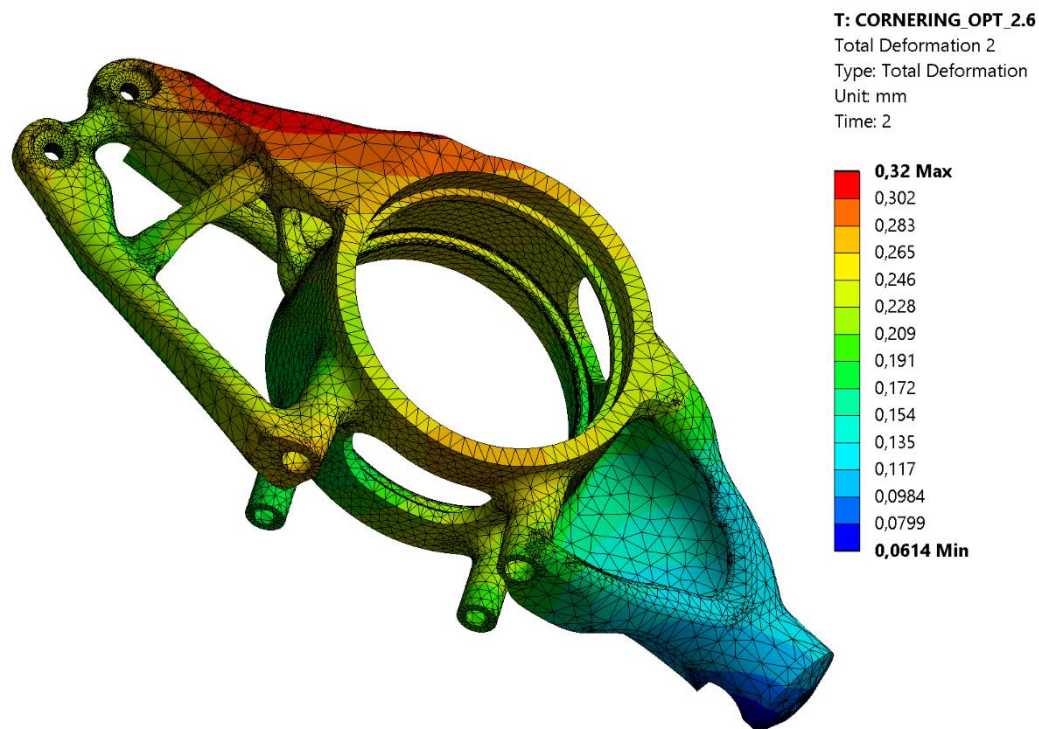
11 SEZNAM TABULEK**11**

Tab. 2.1 Srovnání výsledků těhlic navržených Fejfarem [4].	16
Tab. 2.2 Procesní parametry pro SLM.	19
Tab. 5.1 Přípojný body v globálním souřadném systému přední nápravy.	38
Tab. 5.2 Přípojný body v lokálním souřadném systému pravého předního kola.	38
Tab. 5.3 Body pro osu zarovnanou se souřadným systémem.	39
Tab. 5.4 Souřadnice bodů uchycení použité při výpočtu.	42
Tab. 5.5 Reakční síly pro jednotlivé zatěžovací stavy.	43
Tab. 5.6 Mechanické vlastnosti materiálů použitých v sestavě.	50
Tab. 5.7 Součinitelé statického tření pro suchý kontakt.	50
Tab. 5.8 Přehled zatížení v jednotlivých scénách.	63

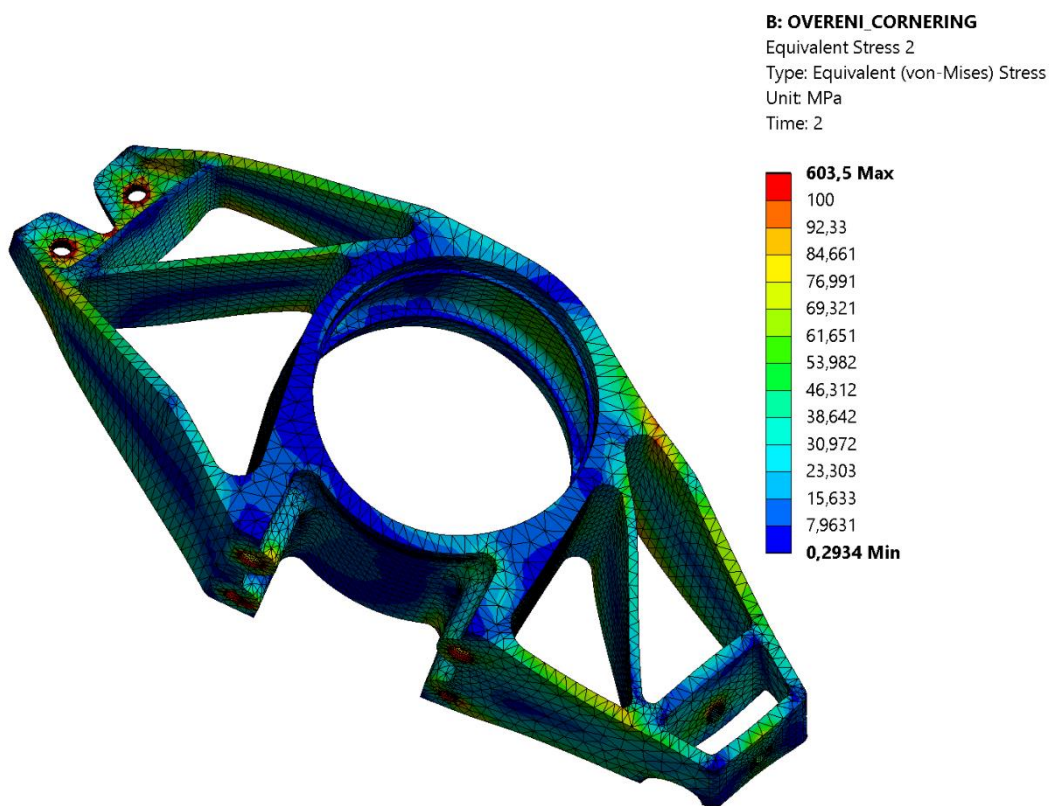
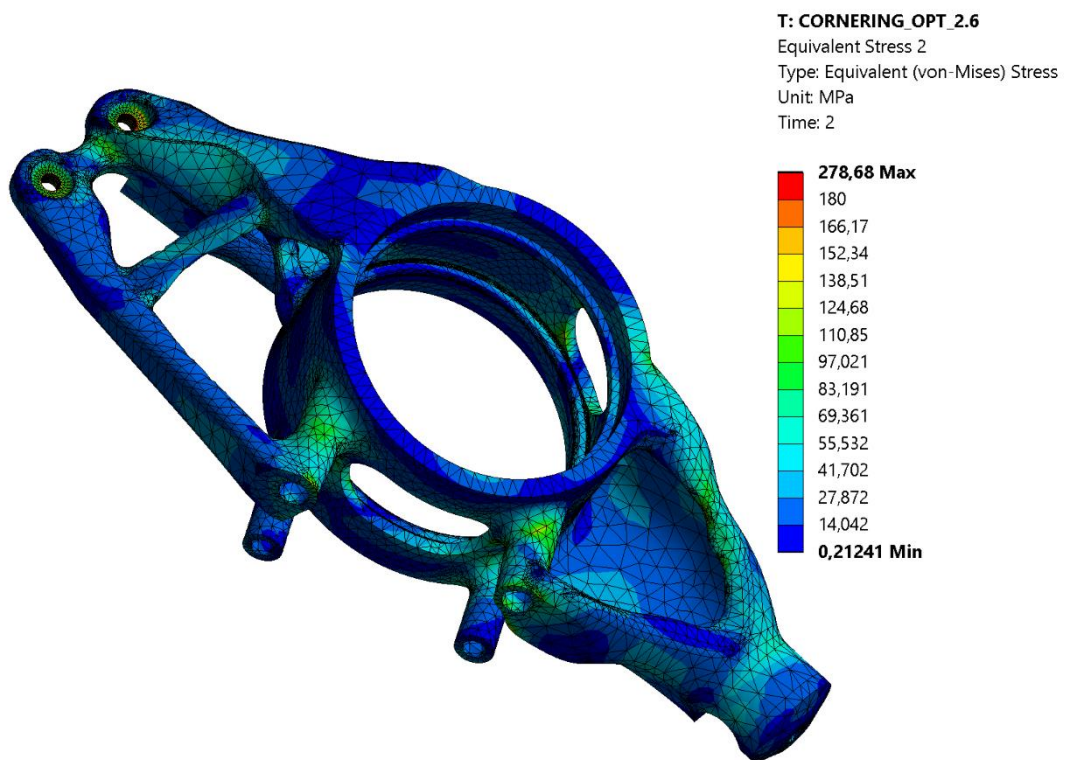
12 SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1:** Obrazová dokumentace k MKP simulaci
- Příloha 2:** Porovnání fotogrammetrie a MKP analýzy
- Příloha 3:** Fotodokumentace
- Příloha 4:** Výkresová dokumentace
- Příloha 5:** CAD data

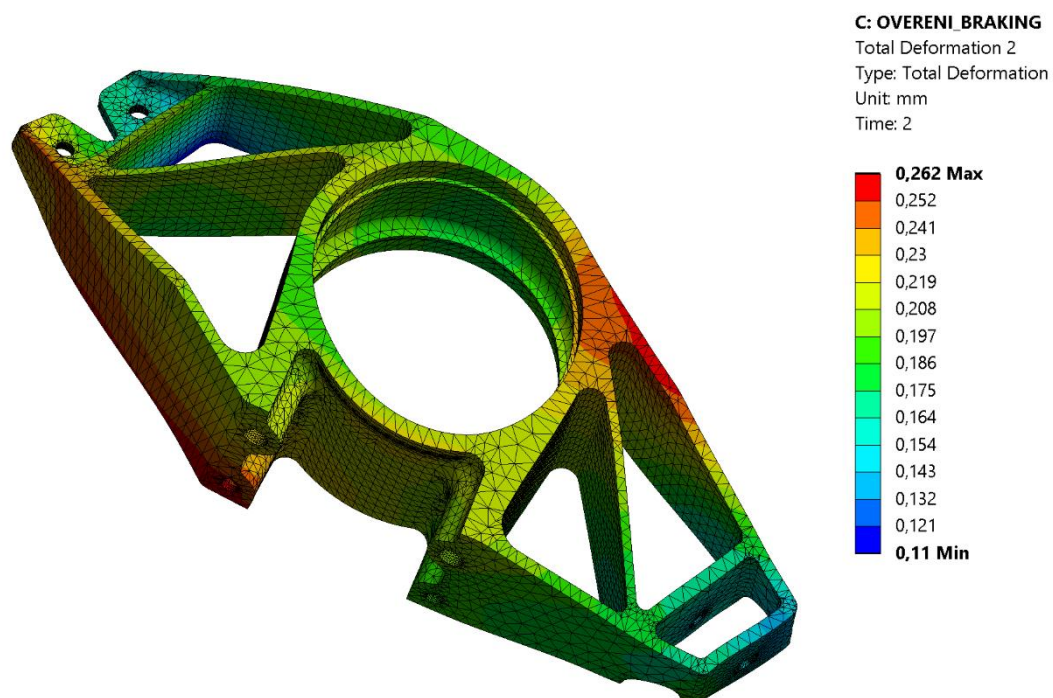
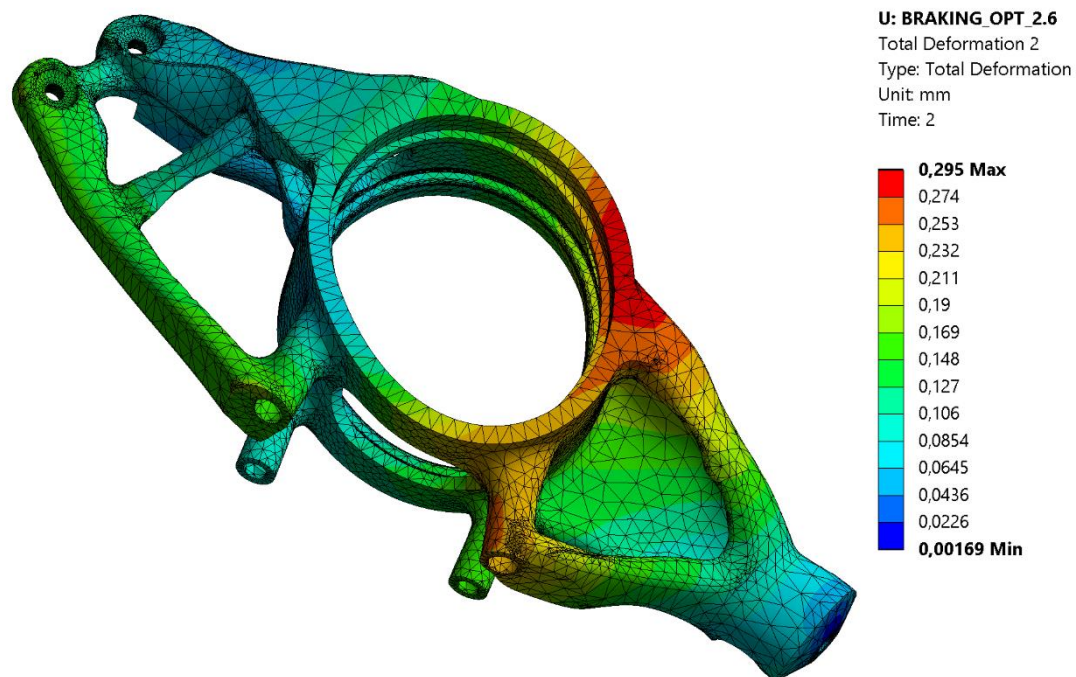
OBRAZOVÁ DOKUMENTACE K MKP SIMULACI



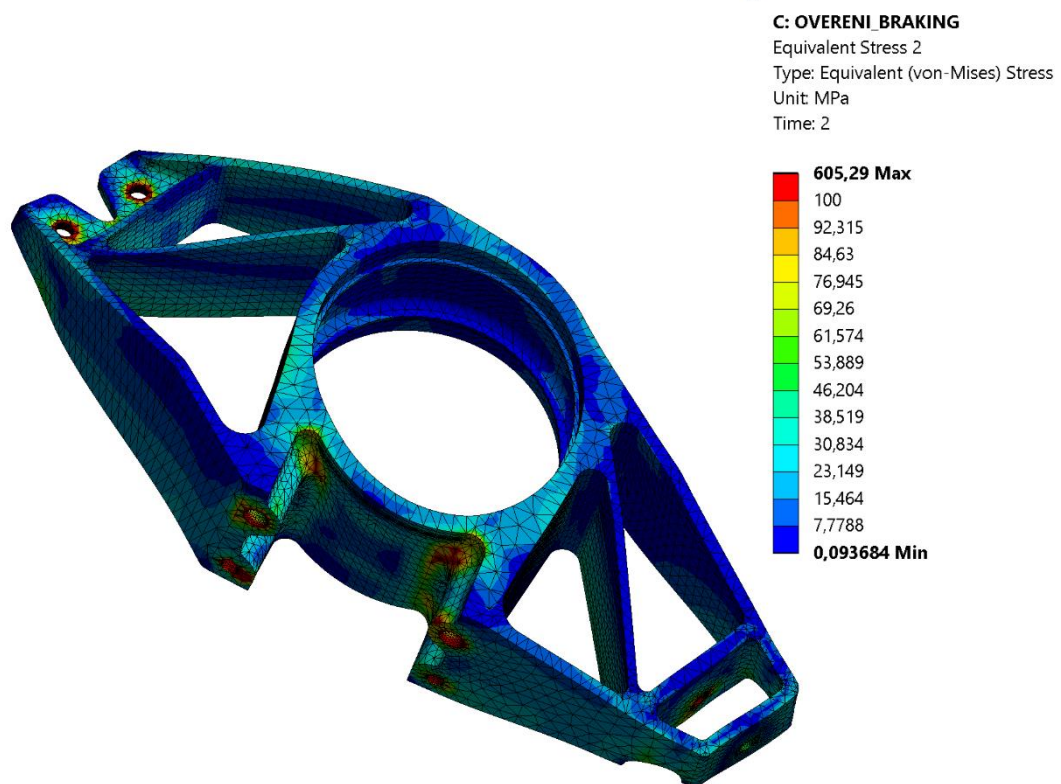
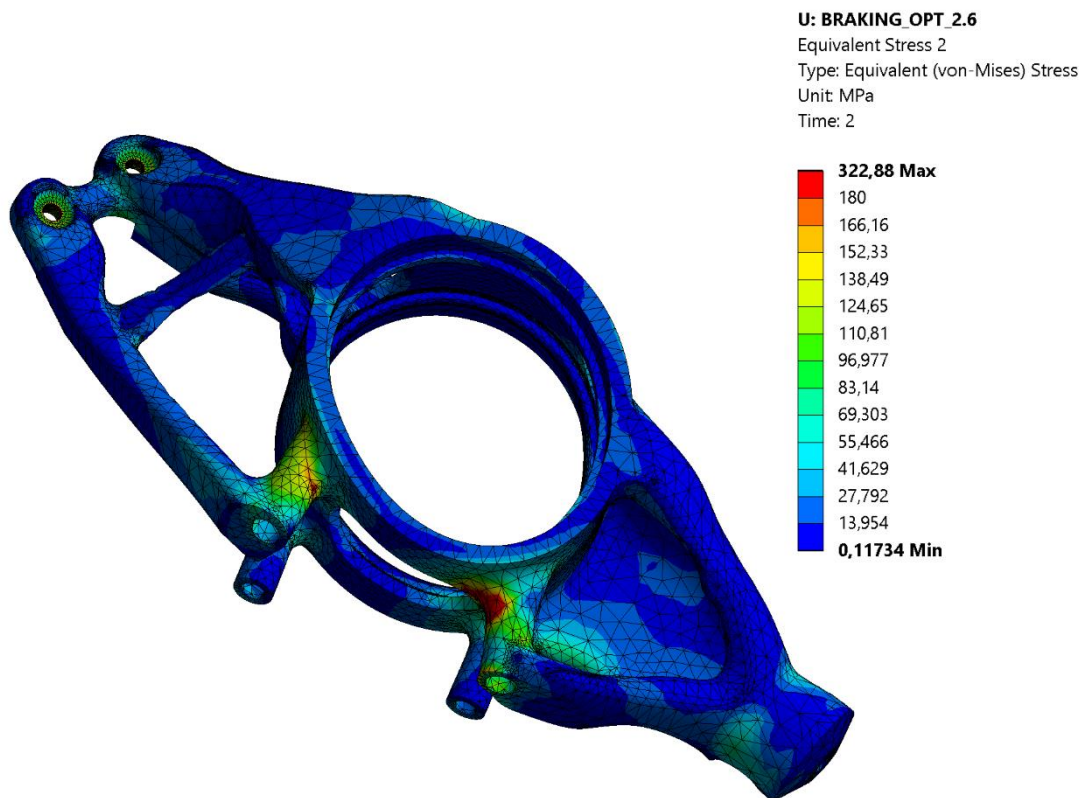
Porovnání deformací při „Průjezdu zatáčkou“ po topologicky optimalizovanou a frézovanou těhlici na Dragon 5.



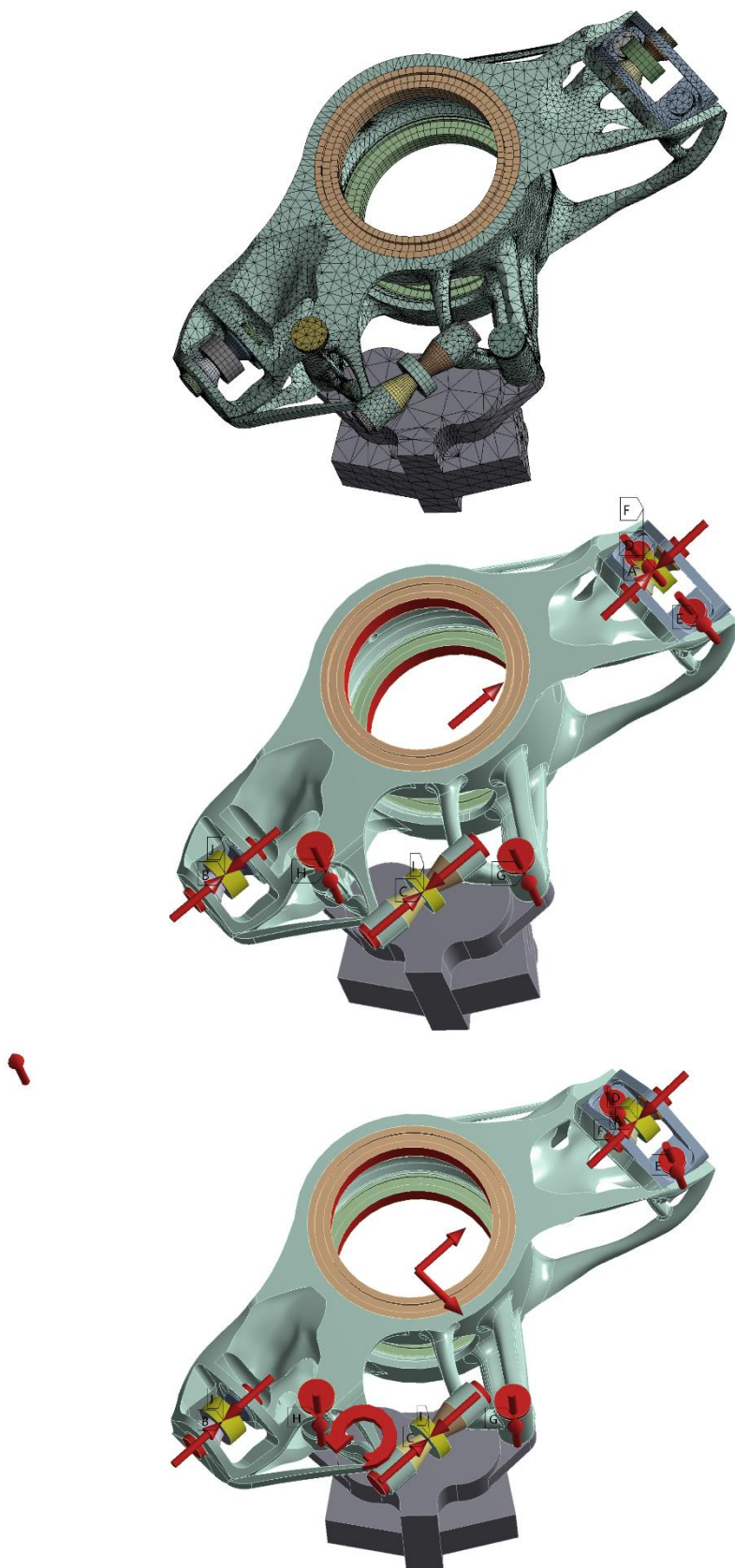
Porovnání redukovaných napětí při „Průjezdu zatáčkou“ po topologicky optimalizované a frézované těhlici na Dragon 5.



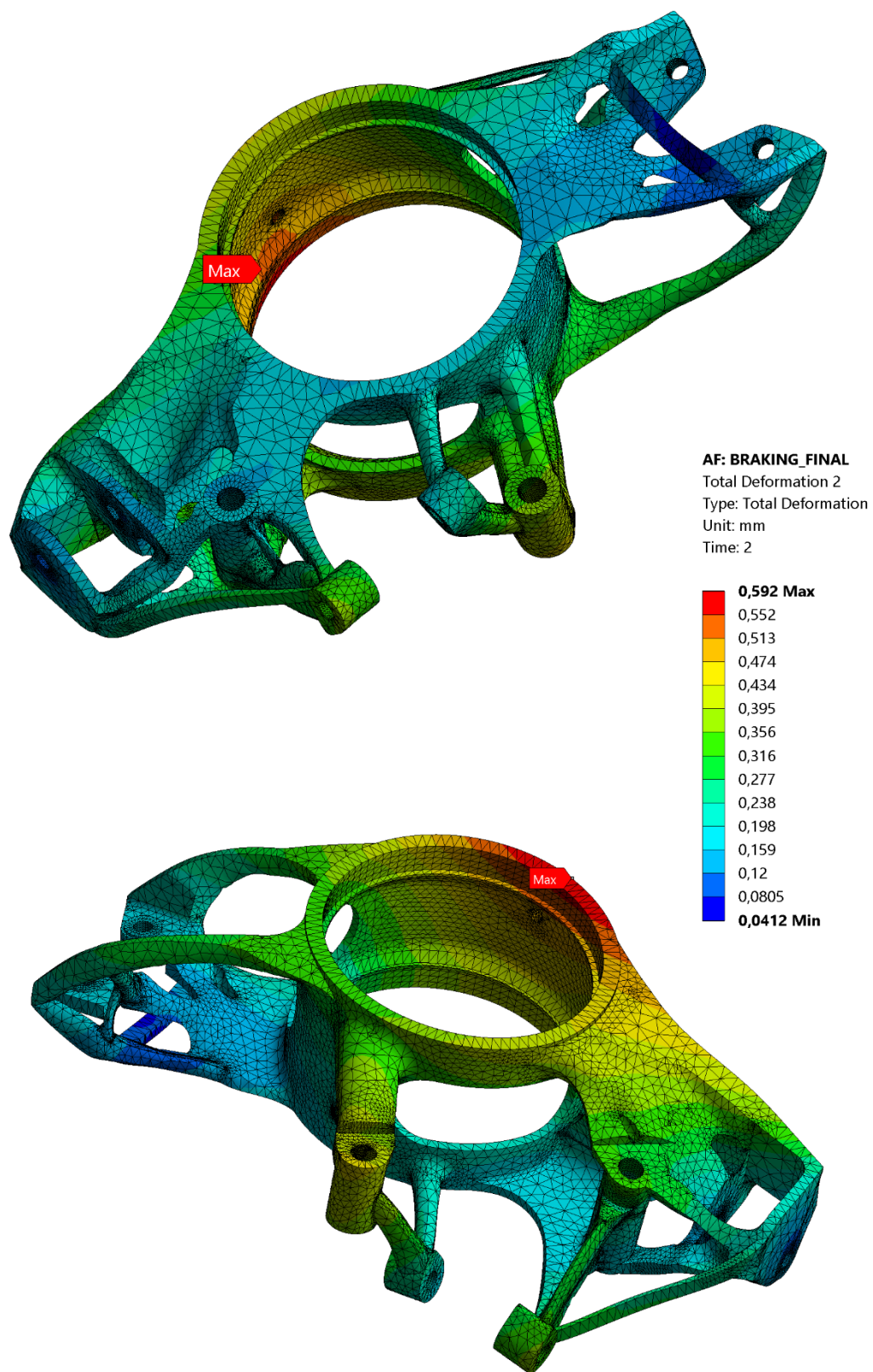
Porovnání deformací při „Prudkém brždění“ po topologicky optimalizovanou a frézovanou těhlici na Dragon 5.



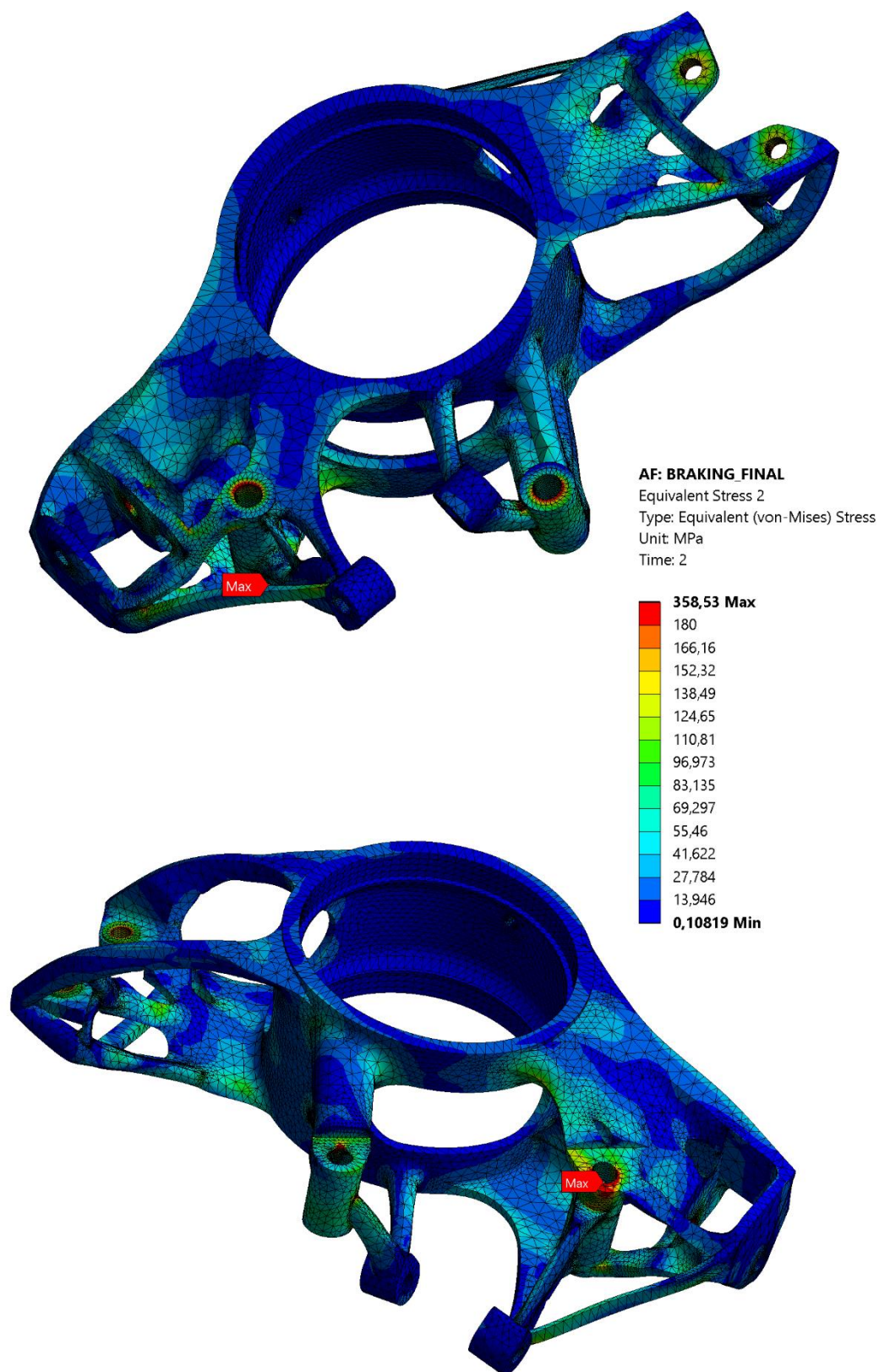
Porovnání redukovaných napětí při „Prudkém brždění“ po topologicky optimalizovanou a frézovanou těhlici na Dragon 5.



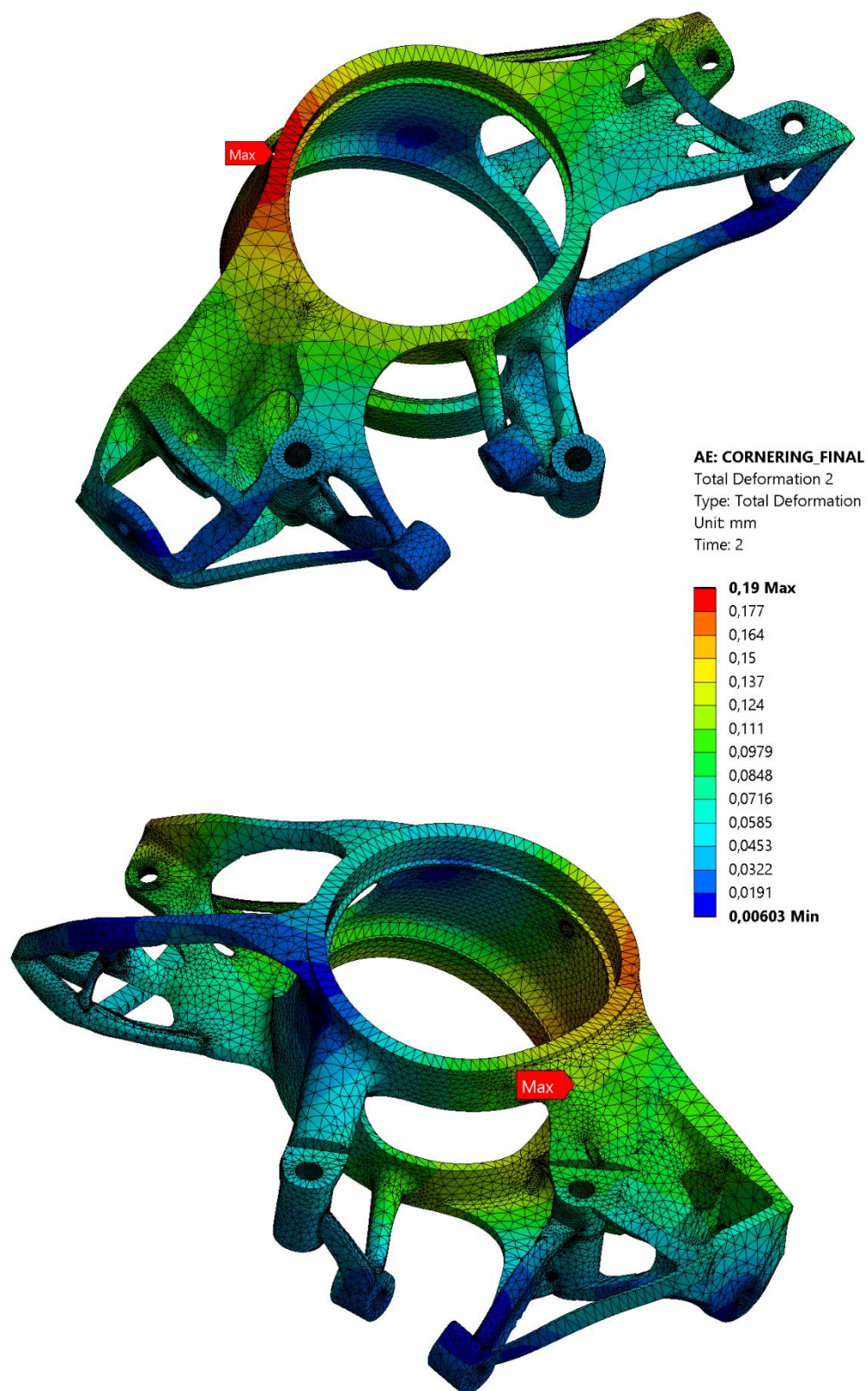
Nahoře: výsledná mesh na těhlici pro Dragon 7. Uprostřed: definování okrajových podmínek při „Průjezdu zatáčkou“. Dole: definování okrajových podmínek pro „Prudké brždění“



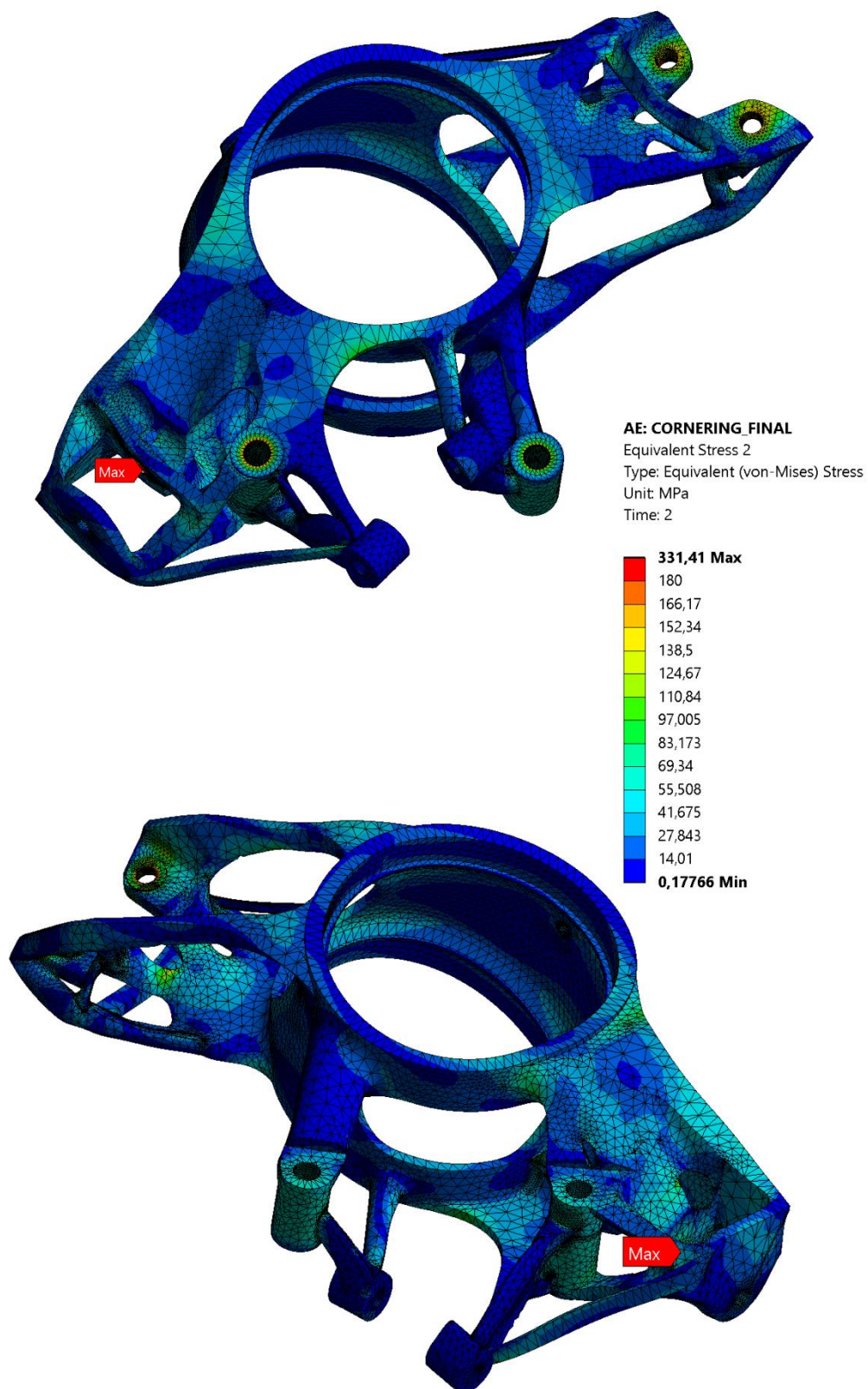
Deformace těhlice pro Dragon 7 při „Prudkém brždění“.



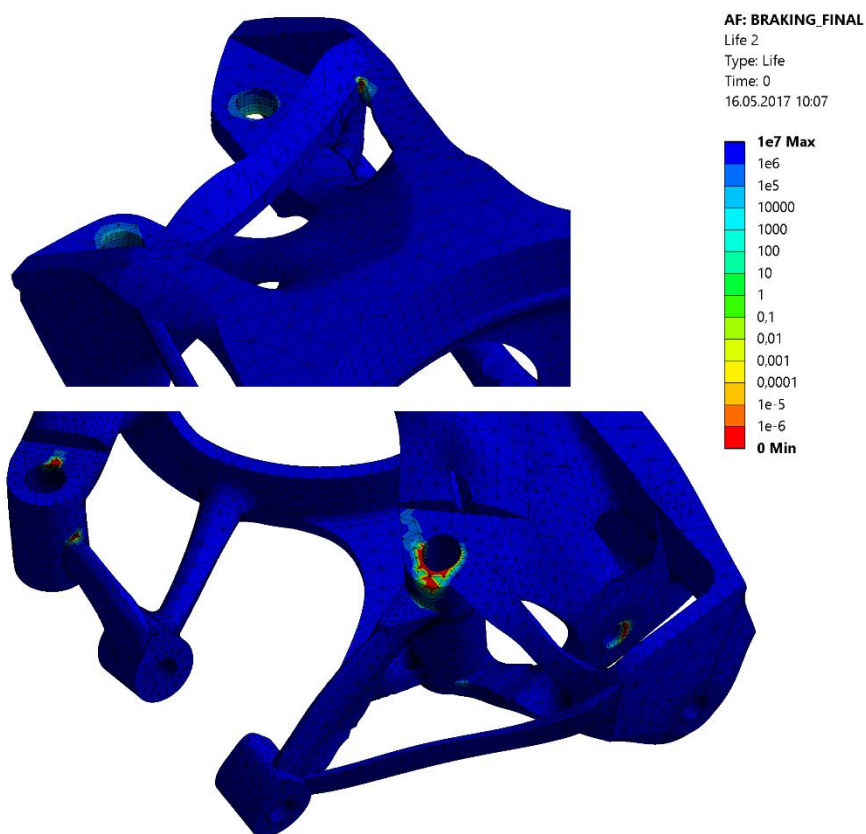
Redukované napětí na těhlici pro Dragon 7 při „Prudkém brždění“.



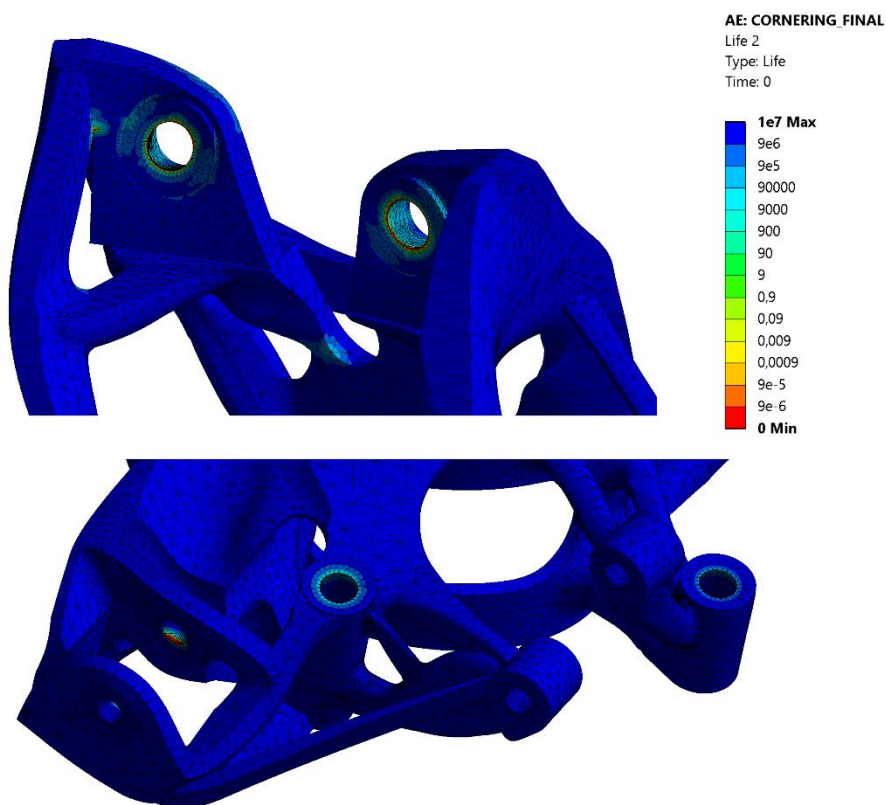
Deformace těhlice pro Dragon 7 při „Průjezdu zatáčkou“.



Redukované napětí na těhlici pro Dragon 7 při „Průjezdu zatáčkou“.

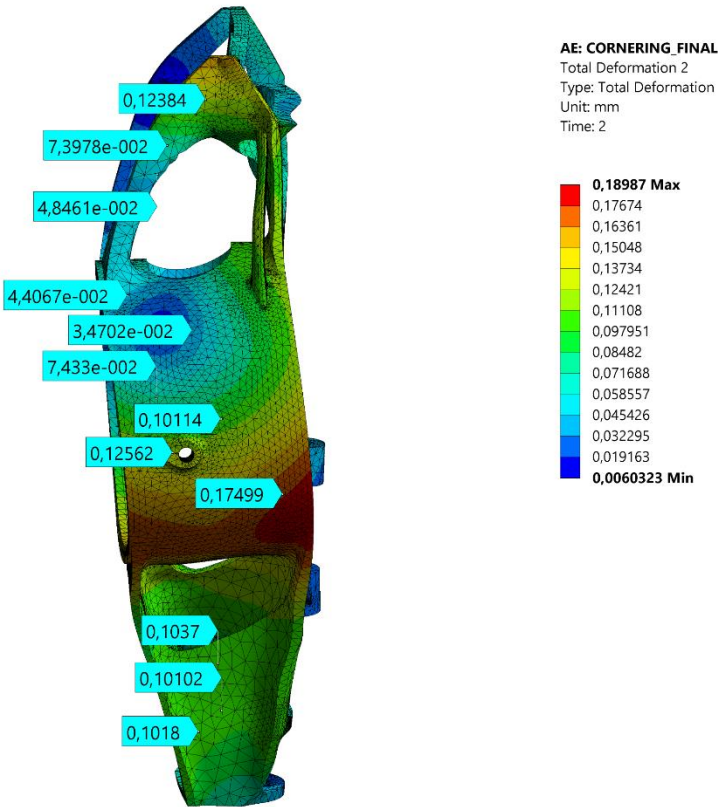
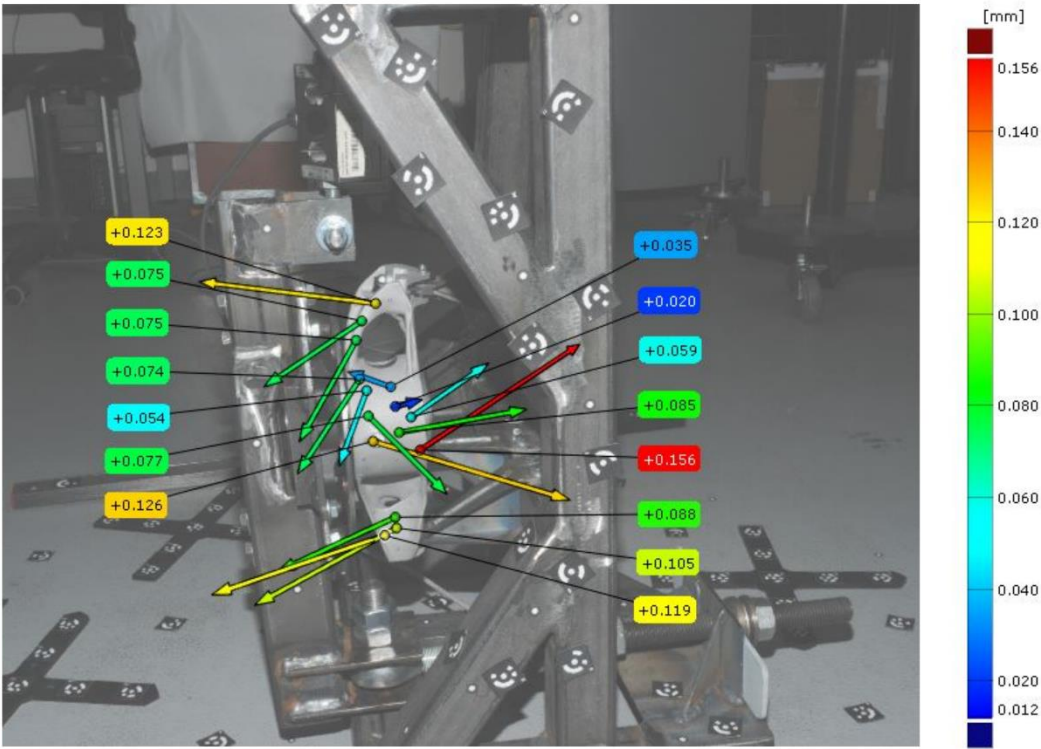


Kritická místa z hlediska únavové životnosti pro „Prudké brždění“.

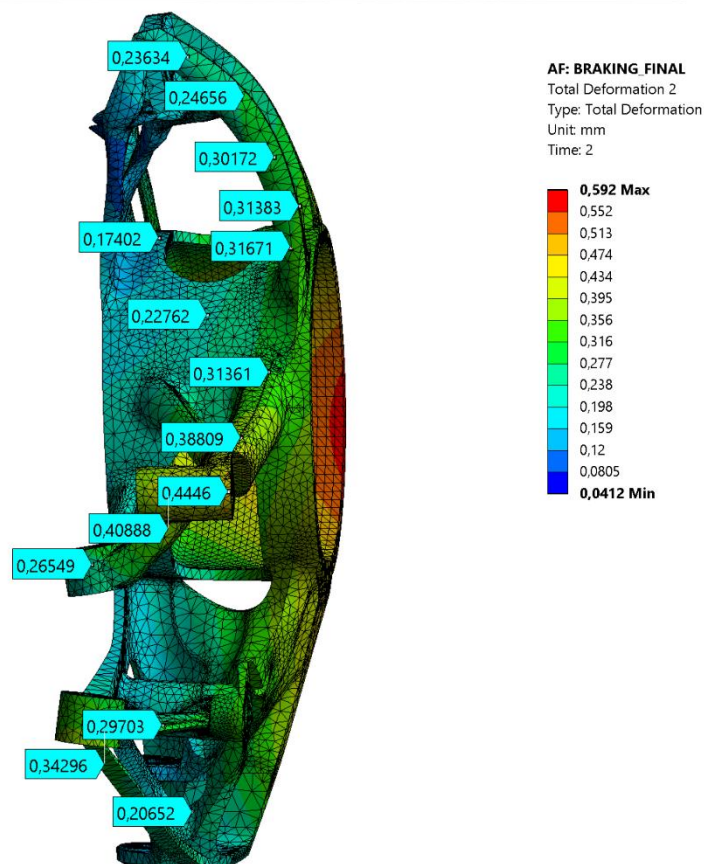
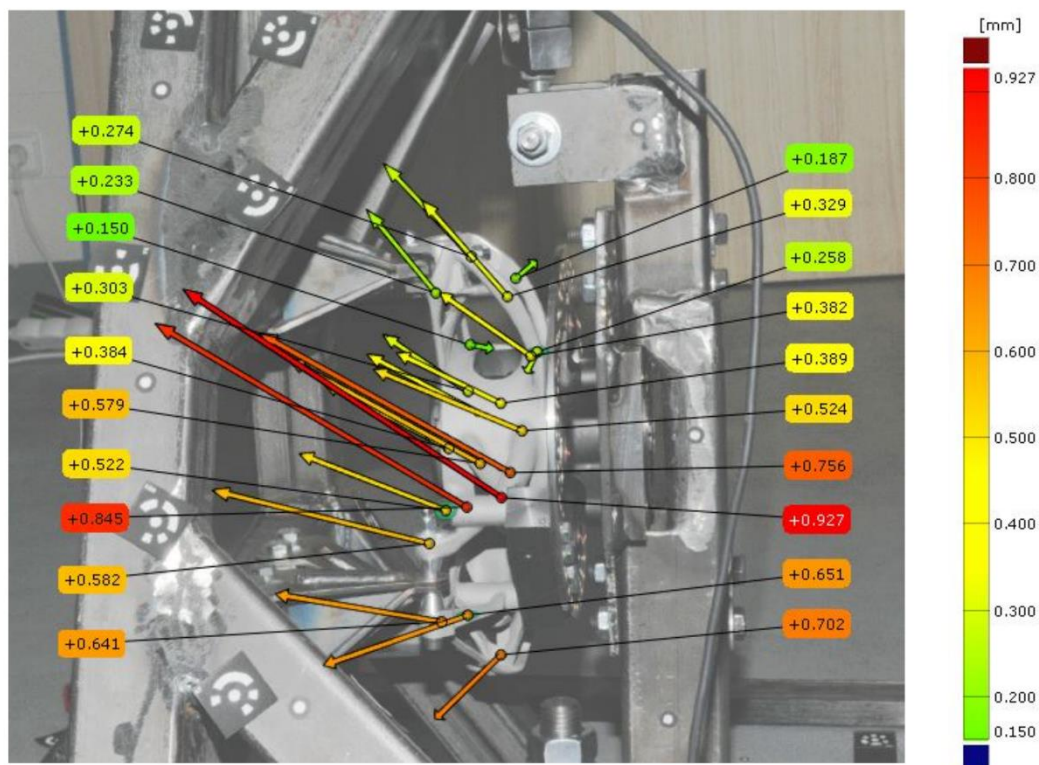


Kritická místa z hlediska únavové životnosti pro „Průjezd zatáčkou“.

POROVNÁNÍ FOTOGRAMMETRIE A MKP ANALÝZY



Porovnání fotogrammetrického měření a MKP simulace pro „Průjezd zatáčkou“.

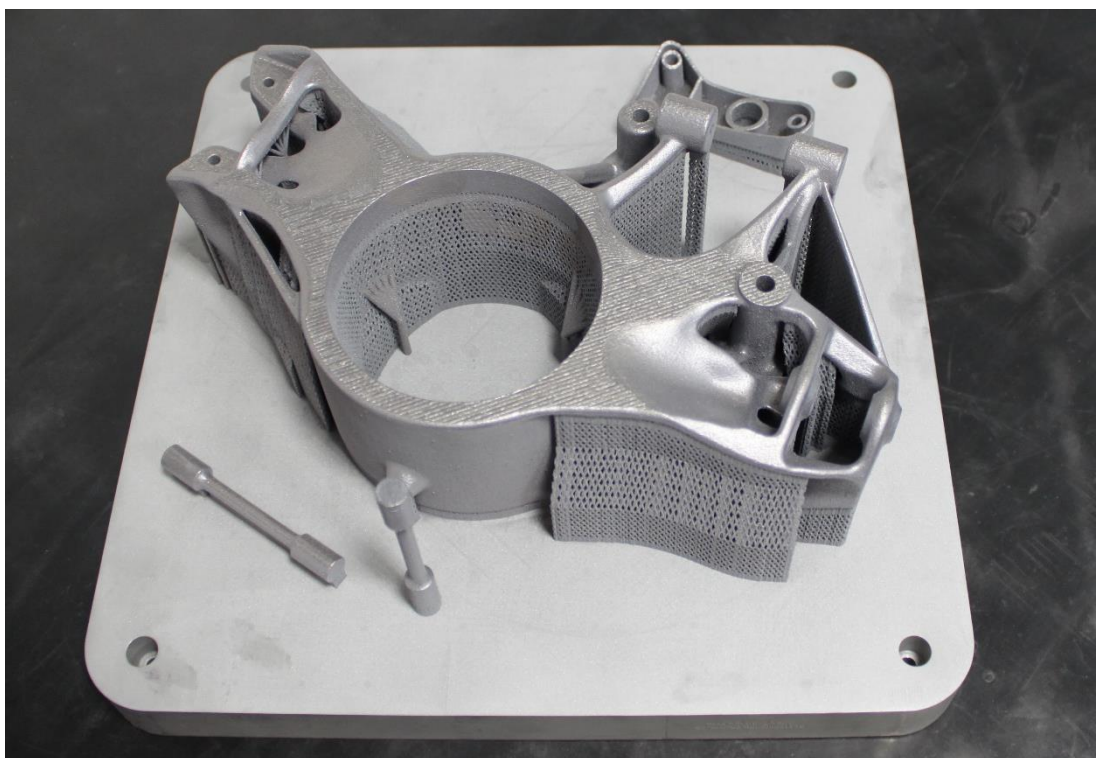


Porovnání fotogrammetrického měření a MKP simulace pro „Prudké brždění“.

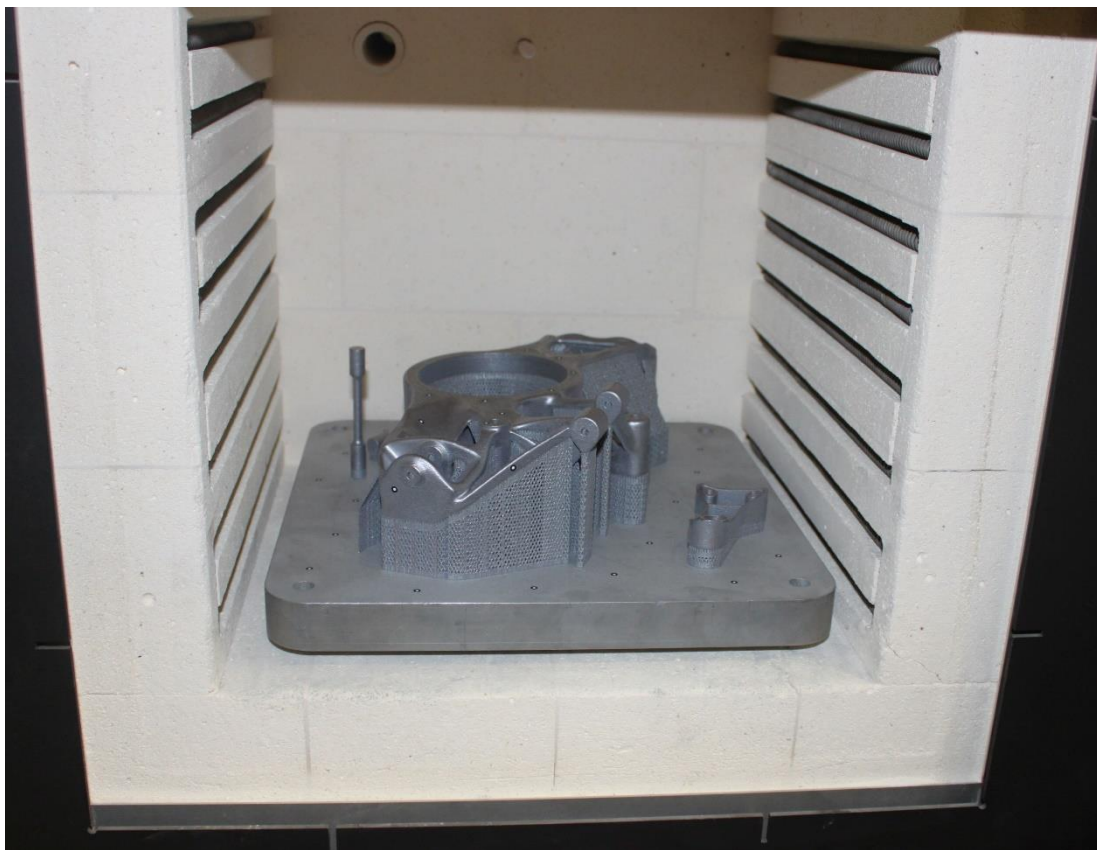
FOTODOKUMENTACE



Těhlice při vytahování ze stroje.



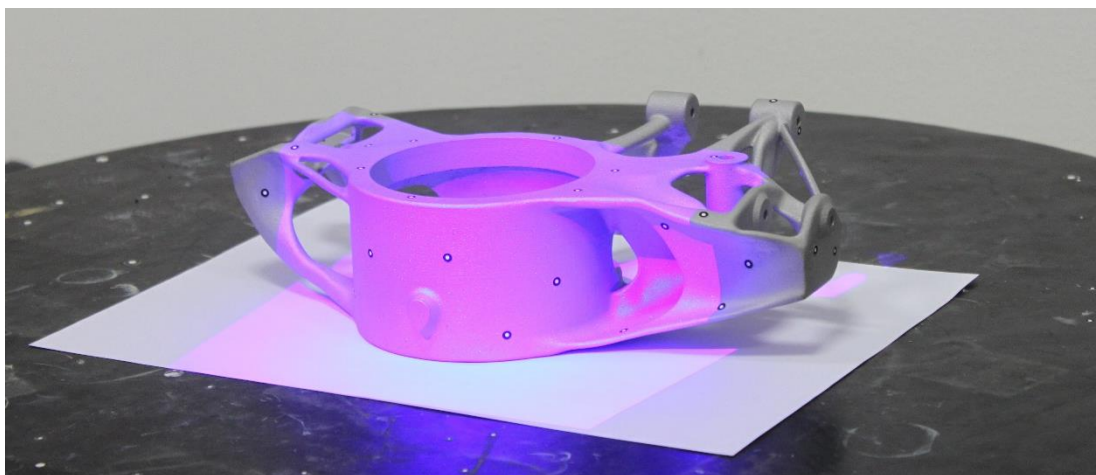
Vytažená a očištěná platforma.



Žihání k odstranění vnitřních napětí.



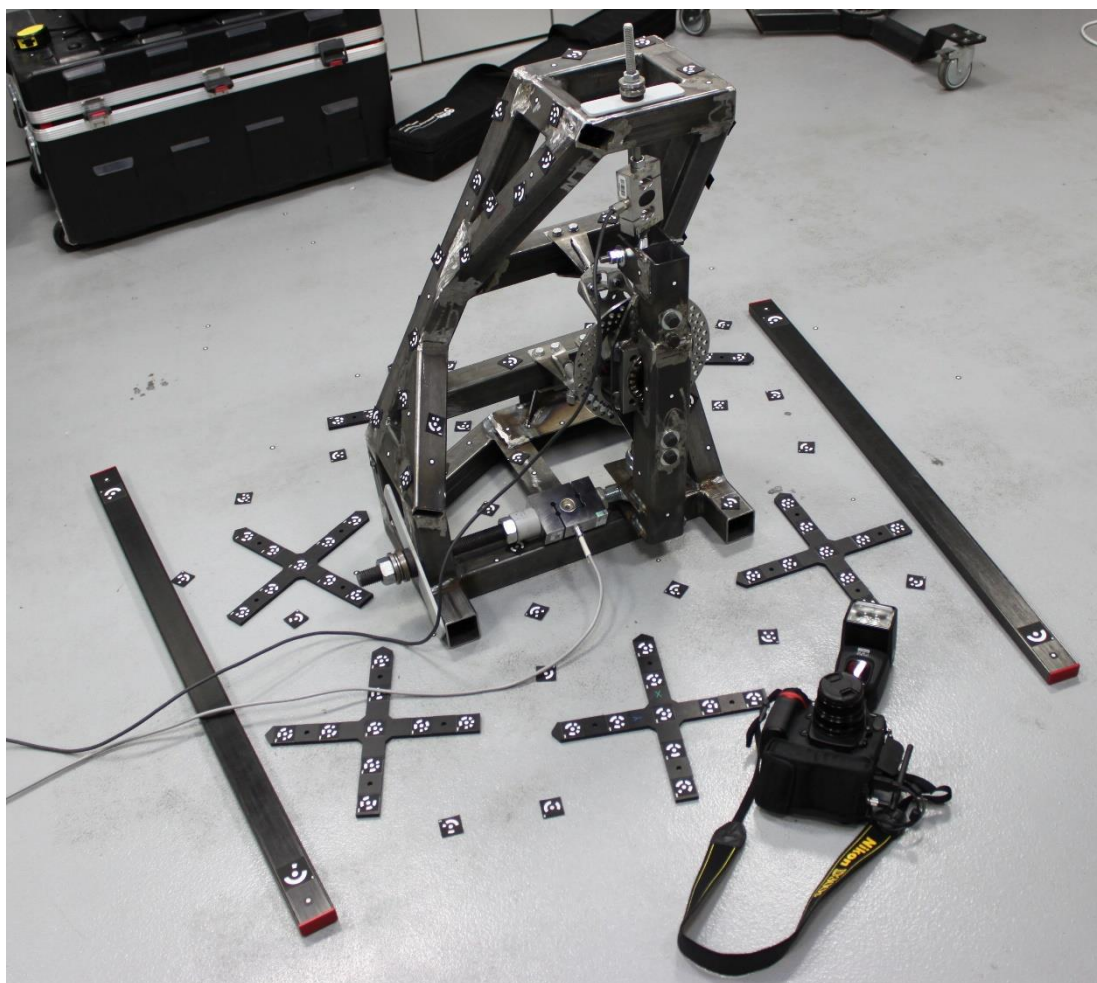
Manuální odstraňování podpůrných struktur.



Rozměrová kontrola pomocí optické digitalizace.



Těhlice ve stavu před obráběním.



Fotogrammetrické měření na zatěžovacím zařízení pomocí systému TRITOP.